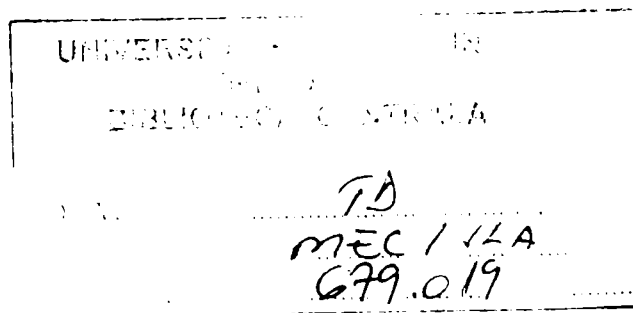


# CONTRIBUȚII PRIVIND CERCETĂRI ALE SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ CU SUPRAFEȚE ONDULATE CU CAPETE DREPTE ȘI SUPRAFEȚE CU GENERATORI DE TURBULENȚE

Teză destinată obținerii  
titlului științific de doctor inginer  
la  
Universitatea Politehnica Timișoara  
în domeniul Ingineriei Mecanică  
de către

**ing. Marțian Vlad**

Conducător științific: prof.univ.dr.ing Nagi Mihai





Seriile Teze de doctorat ale UPT sunt:

- |   |  |
|---|--|
| 1. Automatică                               | 9. Inginerie Mecanică                      |
| 2. Chimie                                   | 10. Știința Calculatoarelor                |
| 3. Energetică                               | 11. Știința și Ingineria Materialelor      |
| 4. Ingineria Chimică                        | 12. Ingineria sistemelor                   |
| 5. Inginerie Civilă                         | 13. Inginerie energetică                   |
| 6. Inginerie Electrică                      | 14. Calculatoare și tehnologia informației |
| 7. Inginerie Electronică și Telecomunicații | 15. Ingineria materialelor                 |
| 8. Inginerie Industrială                    | 16. Inginerie și Management                |

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

Copyright © Editura Politehnică – Timișoara, 2019

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

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

## Cuvânt înainte

Teza de doctorat are la bază activitatea mea în domeniul cercetării și dimensionării schimbătoarelor de căldură de peste 18 ani începută la Bistrița în cadrul companiei RAAL S. A. – cel mai important constructor de schimbătoare de căldură din Țară. Climatul favorabil cercetării din cadrul companiei RAAL S. A. dar și a colaborării de peste 15 ani cu departamentul de Mașini Termice, Utilaje și Transporturi a facultății de Mecanică, Universitatea Politehnica Timișoara a permis elaborarea acestei teze.

Îmi exprim recunoștința și doresc să adresez mulțumiri speciale conducătorului de doctorat prof.dr.ing. Nagi Mihai pentru îndrumarea în redactarea acestei teze.

Pentru atenția acordată acestui manuscris dar și pentru observațiile și sugestiile făcute doresc să adresez mulțumiri referenților prof.univ.dr.ing. Genic Srbislav, prof.univ.dr.ing. Bica Marin, și prof.univ.dr.ing. Lelea Dorin, de asemenea doresc să adresez mulțumiri domnilor: prof.dr.ing. Iorga Dănilă, conf.univ.dr.ing. Laza Ioan și conf.univ.dr.ing. Mihon Liviu pentru suportul științific acordat dealungul întregii activități doctorale.

Doresc să adresez mulțumiri întregului colectiv din RAAL S.A. pentru susținerea oferită în redactarea acestei teze, dar în special vreau să mulțumesc d-lui dr.ing. Ilieș Paul pentru suportul și îndrumarea acordată dealungul celor peste 18 ani de colaborare fără de care această teză nu ar fi fost posibilă.

Nu în ultimul rând vreau să mulțumesc familiei pentru înțelegerea și susținerea acordată dealungul cercetării și redactării acestei teze.

Timișoara, Noiembrie 2019

Vlad MARȚIAN

Marțian, Vlad

**CERCETĂRI ALE SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ CU SUPRAFEȚE ONDULATE CU CAPETE DREPTE ȘI SUPRAFEȚE CU GENERATORI DE TURBULENȚE**

Teze de doctorat ale UPT, Seria X, Nr. YY, Editura Politehnica, 200Z, 126 pagini, 67 figuri, 25 tabele.

Cuvinte cheie:

.....  
.....

Rezumat,

.....  
.....  
.....  
.....  
.....  
.....  
.....  
.....  
.....  
.....

## Introduction

Most of the car and equipment industry mainly uses convective mode to transfer heat between two moving fluids separated by a wall. Presently there are many constructive types of heat exchangers from simple pipes that cools a fluid, to compact heat exchangers all manufactured using different materials such as aluminum, copper, stainless steel, but also nonmetallic materials i.e. polymer-based materials. To enhance the heat transfer, most of these heat exchangers are using extended heat transfer surfaces having different geometries. From all the extended heat transfer surfaces types the most used are the continuous fins, wavy fins, louvered fins, and the offset fins. Each one of this kind of has advantages and disadvantages which makes them useful for different fluids and areas of operations. Because the performances of this kind of extended heat transfer surfaces is influenced by a variety of factors (i.e. the flowing speed, the temperature, the working fluid and the shape and the geometry dimensions) their research is mainly experimental and numerical with some attempts to find the theoretical models these having a specific and limited areas of applicability.

Because in the end the heat surplus from industrial processes must be evacuated in the atmosphere, most of the heat exchangers are air-cooled heat exchangers. In these heat exchangers the air's convection coefficient determinates the heat performance because it is the lowest one (10 – 200 [W/m<sup>2</sup>K]) regarding the other fluids as water (~3000 [W/m<sup>2</sup>K]) or lubricants (500 – 1000 [W/m<sup>2</sup>K]). For this reason, most of the research on the extended heat transfer surfaces is directed toward increasing the performance of cooling air.

The reason for this work is the RAAL's need to grow and develop, which is the main manufacturer of aluminum heat exchangers from Romania. The company's market is a very diversified one, providing heat exchangers and heat exchange equipment for a multitude of industries: construction machinery i.e. excavators, loaders; agricultural machinery i.e. combines, tractors; industrial process machinery i.e. compressed air dryers; components for acclimatization of buildings (HVAC) i.e. condensers, vaporizers; for the automotive industry i.e. electronic cooling plates for batteries, high power electronics coolers; etc. Some of the main clients being big industry names such as JCB, Caterpillar, John Dere, Class, Fendt but also Continental and Samsung

The objectives of this thesis are represented by the company's need to optimize and enhance its dimensioning software and develop better products which can be stated as follows:

- Experimental determination of criterial relations regarding the heat and hydraulic performances of extended heat transfer surfaces
- Comparison of different performance criteria regarding the extended heat transfer surfaces
- Numerical simulation of the 3D models of such surfaces with the experimental validation with the aim at reducing the experimental tests.
- Designing new types of geometry for improving the overall performances of extended heat transfer surfaces.

To achieve the objectives described above and taking into account what has already been said: The importance of the air thermal transfer coefficient, as well as the deviations between the results of the various research; this work presents experimental determination of the criteria equations for the family of wavy fins with

straight ends (AOcd), the most commonly used type of extended heat exchange surface for air from the RAAL production, and the numerical analysis together with experimental model validation for this fin. Finally, are showed the comparative numerical studies between the AOcd and the wavy fin having rectangular cutouts, a new kind of geometry, done by inserting rectangular cutouts to induce secondary airflow to improve the mixture of the bulk flow

The thesis is structured as follows: Chapter 2 gives an overview of the main extended heat transfer surfaces used to increase heat exchange and the current state of research is presented for each extended surface type. Chapter 3 presents the main type of heat exchangers together with their methods of sizing. Chapter 4 presents the experimental study carried out on the wavy fin with straight ends (AOcd). This chapter describes the test bench from the RAAL testing laboratory together with a detailed description of the experimental data processing, and the methods used to find the criterial relations for the heat and hydraulic performances of the AOcd fin. Chapter 5 is reserved for AOcd numerical study. After an introduction to the numerical calculation offered by SolidWorks simulation software, the simulation results on the simplified 3D model of AOcd are presented and compared with the experimental values obtained in the previous chapter. Chapter 6 presents the numerical study carried out on the wavy fin with rectangular cutoffs. This chapter reviews the thermal and hydraulic performance of this fin compared to AOcd. And finally, in Chapter 7 the conclusions and the personal contributions are presented.

## CUPRINS

Notații, abrevieri, acronime .....	2
Lista de tabele.....	4
Lista de figuri .....	5
1. Introducere .....	8
2. Suprafețe extinse de schimb termic.....	12
2.1 Mărimile adimensionale.....	13
2.2 Nervuri discontinue(ND).....	14
2.3 Aripioara spartă(AL) .....	16
2.4 Generatori de turbulențe longitudinale winglet(WG).....	17
2.5 Aripioara ondulată(AO) .....	18
2.6 Criteriile de comparare a performanțelor .....	22
2.6.1 Criteriul de eficacitate al suprafeței .....	22
2.6.2 Criteriul de eficacitate volumetrică.....	23
2.6.3 Criteriul JF.....	23
2.7 Concluzii .....	23
3. Tipuri de schimbătoare de căldură.....	25
3.1 Calculul schimbătoarelor de căldură.....	26
3.1.1 Metoda diferenței logaritmice de temperatură .....	27
3.1.2 Metoda $\epsilon$ -NTU .....	29
4. Studiul experimental al aripioarei ondulate cu capete drepte .....	31
4.1 Aparatura folosită și metoda de testare .....	33
4.2 Prelucrarea datelor experimentale .....	36
4.3 Rezultatele experimentale .....	38
4.3.1 Determinarea numărului Nusselt .....	39
4.3.2 Determinarea coeficientului de frecare .....	43
4.4 Concluzii și interpretări .....	46
5. Studiul numeric al aripioarei ondulate cu capete drepte .....	50
5.1 CFD descriere .....	50
5.2 Aripioara ondulată cu capete drepte.....	53
5.2.1 Stabilirea domeniului de simulare .....	54
5.2.2 Nivelul de discretizare (Mesh-ul).....	55
5.2.3 Simulări vs. Experiment .....	61
5.3 Concluzii .....	66
6. Studiul Numeric al aripioarei ondulate cu spărturi rectangulare .....	68
6.1 Determinarea parametrilor geometrici optimi .....	70
6.2 Compararea rezultatelor AOsr cu AOcd .....	83
6.3 Concluzii .....	88
7. Concluzii și contribuții personale .....	91
7.1 Concluzii .....	91
7.2 Contribuții personale.....	92
Anexe.....	94
A1 Erori si incertitudini.....	94
A2 Analiza dimensională a rezistențelor termice .....	97
A3 Listingul programelor folosite .....	100
A4 Graficele rezultatelor experimentale.....	105
Bibliografie.....	113



## Notății, abrevieri, acronime

A	[m <sup>2</sup> ]	Suprafața de schimb termic
S	[m <sup>2</sup> ]	Secțiunea de curgere
T	[°C]	Temperatura
K	[W/m <sup>2</sup> .K]	Coeficientul total de transfer termic
L	[m]	Lungimea de curgere
Q	[kW]	Fluxul termic schimbat de fluide
E	[kJ]	Energia termică
P <sub>u</sub>	[m]	Perimetrul udat
D <sub>h</sub>	[m]	Diametrul hidraulic $D_h = 4 \cdot S/P_u$
τ	[s]	Tensiunea tangențială [Pa]
v	[m/s]	viteza fluidului
α	[W/m <sup>2</sup> .K]	Coeficientul de convecție
η	[Pa·s]	Vâscozitatea dinamică
ν	[m <sup>2</sup> /s]	Vâscozitatea cinematică
c <sub>p</sub>	[kJ/kg.K]	Capacitatea termică masică la presiune constantă
a	[m <sup>2</sup> /s]	Difuzivitatea termică
ṁ	[kg/s]	Debitul masic al fluidului
η <sub>f</sub>	[-]	Randamentul suprafețelor extinse
C	[kW/K]	ṁ · c <sub>p</sub> fluxul capacității termice a fluidului
δ	[m]	Grosimea peretelui despărțitor
ρ	[kg/m <sup>3</sup> ]	Masa specifică
λ	[W/m.K]	Conductivitatea materialului
λ <sub>f</sub>	[W/m.K]	Conductivitatea fluidului
μ	[-]	Raportul capacităților termice C <sub>min</sub> /C <sub>max</sub>
NTU	[-]	Numărul de unități termice
Nu	[-]	Numărul Nusselt
Pr	[-]	Numărul Prandtl
Re	[-]	Numărul Reynolds
j	[-]	Numărul Colburn
h	indice	Se referă la partea/fluidul cald
c	indice	Se referă la partea/fluidul rece
p	indice	Se referă la peretele despărțitor
i	indice	Se referă la condițiile de intrare
o	indice	Se referă la condițiile de ieșire
w	indice	Se referă la apă ca fluid cald
a	indice	Se referă la aerul ambiental ca fluid rece

3

s	indice	Se referă la suprafața peretelui
g	indice	Se referă la energia generată/absorbită în volumul studiat

## Lista de tabele

Tabel 1 Funcțiile criteriale din literatură .....	20
Tabel 2 Expresiile analitice ale funcției $\epsilon$ .....	30
Tabel 3 Structura răcitoarelor de test .....	32
Tabel 4 Descrierea statistică a regresiei ecuației (4.18) pe modelul inițial.....	40
Tabel 5 Valoarea coeficienților pentru ecuația (4.18) pe modelul inițial .....	40
Tabel 6 Descrierea statistică a regresiei ecuației (4.19) .....	40
Tabel 7 Valoarea coeficienților pentru ecuația (4.19) .....	41
Tabel 8 Descrierea statistică a regresiei ecuației (4.22).....	43
Tabel 9 Valoarea coeficienților pentru ecuația (4.22) .....	43
Tabel 10 Descrierea statistică a regresiei ecuației (4.22) $nf = 1$ .....	44
Tabel 11 Valoarea coeficienților pentru ecuația (4.22) $nf = 1$ .....	44
Tabel 12 Domeniul de valabilitate al ecuațiilor criteriale .....	46
Tabel 13 Parametrii mesh-ului. Definiție și domeniu de variație .....	57
Tabel 14 Matricea de simulări. Valorile setărilor .....	57
Tabel 15 Rezultatele rulărilor pentru stabilirea discretizării .....	58
Tabel 16 Rezultatele simulărilor pe aripioara ondulată .....	63
Tabel 17 Parametrii geometrici ai aripioarei ondulate cu spărturi rectangulare .....	71
Tabel 18 Matricea de simulări a aripioarei ondulate cu spărturi rectangulare.....	71
Tabel 19 Rezultatele simulărilor la viteza de 5 m/s.....	76
Tabel 20 Descrierea statistică a regresiei ecuației (6.1) .....	78
Tabel 21 Rezultatele regresiei liniare cu toate interacțiunile pentru ecuația (6.1)...	78
Tabel 22 Rezultatele finale ale regresiei ecuației (6.1) .....	79
Tabel 23 Combinația optimă de parametri.....	81
Tabel 24 Rezultatele simulărilor la mai multe viteze pe aripioara ondulată cu spărturi rectangulare.....	83
Tabel 25 criteriul JF în funcție de viteza aerului.....	85

## Lista de figuri

Fig. 1 Tipuri de suprafețe extinse: a) tuburi nervurate, b) aripioare de tip ac, c) lamele drepte, d) lamele sparte .....	12
Fig. 2 Asamblarea unui schimbător de căldură compact: 1 perete despărțitor; 2 distanțier aer; 3 distanțier apă; 4 aripioară aer.....	13
Fig. 3 Nervură discontinuă dispusă alternant .....	15
Fig. 4 Aripioara spartă .....	16
Fig. 5 Forme tipice pentru winglet.....	17
Fig. 6 Aripioara ondulată.....	18
Fig. 7 Definiția parametrilor geometrici pentru relațiile criteriale .....	20
Fig. 8 Numărul Colburn pentru diferite ecuații din literatură împreună cu benzile de incertitudine .....	21
Fig. 9 Coeficientul de frecare Fanning ale ecuațiilor preluate din literatură.....	22
Fig. 10. Configurațiile de curgere: a) contra curent; b) echi curent; c) curent încrucișat cu fluidul cald amestecat și fluidul rece neamestecat; d) curent încrucișat cu fluidul cald neamestecat și fluidul rece amestecat.....	26
Fig. 11 Configurații de curgere: a) curgerea în echi curent; b) curgerea în contracurent .....	27
Fig. 12 Monogramele pentru F, P, R în cazul circulației încrucișate cu ambele fluide neamestecate preluate din [94].....	28
Fig. 13 Structura pe aer a răcitoarelor de test: a) secțiune frontală, b) secțiune laterală, c) secțiune aripioară .....	31
Fig. 14. Schița radiatoarelor de apă răcite cu aer a) răcitorul complet b) detaliu al aripioarelor .....	32
Fig. 15 Schița de principiu a standului de testare .....	33
Fig. 16 Imagine a standului de măsurători din cadrul RAAL .....	34
Fig. 17 Captură ecran achiziție date .....	35
Fig. 18 Numărul Nusselt în funcție de numărul Reynolds pentru toate structurile testate .....	38
Fig. 19 Coeficientul de frecare în funcție de numărul Reynolds pentru toate structurile testate .....	39
Fig. 20 Abaterea medie relativă între ecuația (4.20) și valorile experimentale .....	41
Fig. 21 Abaterea medie relativă a modelului (4.21) față de valorile experimentale..	42
Fig. 22 Eroarea față de măsurători a schimbului termic.....	43
Fig. 23 Diferența medie relativă a ecuației față de rezultatele experimentale .....	45
Fig. 24 Eroarea față de măsurători a coeficientului de frecare .....	45
fig. 25 Factorul $j/f$ în funcție de înălțime și pa .....	46
Fig. 26 Graficul pe contur al funcției $j/f$ .....	47
Fig. 27 Graficul pe contur al funcției $j/f^{1/3}$ .....	47
Fig. 28 Modelul aripioarei.....	54
Fig. 29 Modelul simplificat al aripioarei împreună cu condițiile de frontieră .....	55
Fig. 30 Zonele cu mesh-ul local .....	56
Fig. 31 Modificarea rezultatelor în funcție de discretizare .....	59
Fig. 32 Eroarea relativă față de mesh-ul precedent .....	60
Fig. 33 Secțiune mesh-ul rulării 6 .....	61
Fig. 34 Distribuția temperaturii lamelei pentru $v=5$ m/s.....	62

Fig. 35 Numărul Nusselt experimental și cel simulat în funcție de numărul Reynolds pentru aripioara ondulată cu capete drepte .....	64
Fig. 36 Eroarea numărului Nusselt simulat față de cel experimental pentru aripioara ondulată cu capete drepte.....	64
Fig. 37 Coeficientul de frecare experimental și cel simulat în funcție de numărul Reynolds pentru aripioara ondulată cu capete drepte.....	65
Fig. 38 Eroarea coeficientului de frecare simulat față de cel experimental pentru aripioara ondulată cu capete drepte .....	66
Fig. 39 Viteza și Temperatura prin aripioara ondulată cu capete drepte. Detaliu x [10, 20] .....	68
Fig. 40 Variația vitezei perpendicular pe viteza de curgere .....	69
Fig. 41 Aripioara Ondulată cu spărturi rectangulare – AOsr .....	70
Fig. 42 Modelele 3D 1 și 2.....	72
Fig. 43 modelele 3D de la 3 la 12.....	73
Fig. 44 Modelele de la 13 la 22 .....	74
Fig. 45 Modelele de la 23 la 32 .....	75
Fig. 46 Efectul parametrilor asupra funcției obiectiv JF.....	77
Fig. 47 Valoarea absolută a coeficienților regresiei ordonați descrescător .....	79
Fig. 48 Valoarea coeficienților regresiei ordonați descrescător.....	80
Fig. 49 Geometria optimă a aripioarei ondulate cu spărturi rectangulare .....	81
Fig. 50 Curgerea pe aripioara ondulată cu spărturi rectangulare. Detaliu prin mijlocul foliei la distanța $x \in [10, 20]$ mm.....	82
Fig. 51 Curgerea pe aripioara ondulată cu spărturi rectangulare Detaliu în partea superioară a foliei la distanța $x \in [10, 20]$ mm .....	82
Fig. 52 Variația vitezei $\perp$ pe viteza de curgere pentru aripioara ondulată cu spărturi rectangulare.....	83
Fig. 53 Numărul Colburn pentru AOsr și AOcd.....	84
Fig. 54 Coeficientul de frecare pentru AOsr și AOcd .....	85
Fig. 55 Reprezentarea grafică a criteriului JF .....	86
Fig. 56 Fluxul de căldura evacuată în funcție de puterea ventilatorului .....	87
Fig. 57 Puterea ventilatorului în funcție de fluxul de căldura schimbată.....	88
Fig. 58 Compunerea erorilor de măsurare .....	94
Fig. 59 Unitatea funcțională a schimbătorului .....	97
figura 60 Modelul termic vs experimental pentru răcitoarele 1-4.....	105
Fig. 61 Modelul termic vs experimental pentru răcitoarele 5-10.....	106
Fig. 62 Modelul termic vs experimental pentru răcitoarele 11-16 .....	107
Fig. 63 Modelul termic vs experimental pentru răcitoarele 17 .....	108
Fig. 64 Modelul hidraulic vs experimental pentru răcitoarele 1, 2 .....	108
Fig. 65 Modelul hidraulic vs experimental pentru răcitoarele 3-8.....	109
Fig. 66 Modelul hidraulic vs experimental pentru răcitoarele 9-14.....	110
Fig. 67 Modelul hidraulic vs experimental pentru răcitoarele 15-17 .....	111



# 1. Introducere

Conform cu principiul al doilea al termodinamicii în orice proces natural sau industrial în care se realizează lucru mecanic apare și generarea pozitivă sau negativă (absorbția) de căldură. Din acest motiv pentru a menține procesul în parametri nominali de funcționare, căldura suplimentară trebuie îndepărtată din zonele nedorite și refolosită sau transmisă în final în atmosferă. Pentru exemplificare să considerăm funcționarea unui motor cu ardere internă. Pentru ca acesta să nu se supraîncălzească surplusul de căldură trebuie îndepărtat de motor în ambient.

În natură schimbul termic se poate realiza prin trei moduri: *conductiv* – dacă transferul de căldură are loc prin medii solide și/sau fluide staționare; *convectiv* – în cazul în care transferul de căldură are loc între un mediu staționar și un fluid în mișcare și *radiant* – acesta are loc între oricare două suprafețe având temperaturi diferite mai mari de 0 K [1]

În industrie problema transferului de căldură este rezolvată prin folosirea unor aparate ce poartă titlul generic de *schimbătoare de căldură*. În funcție de modul principal de transmitere a căldurii considerat, acestea au construcții diferite. Spre exemplu, în electronică, pentru a extrage și îndepărta căldura de pe microprocesoare, se folosește în principal schimbul termic *conductiv* și cel *convectiv*, folosindu-se în special radiatoare (heat sink). Industria spațială se folosește aproape exclusiv de schimbul termic *radiant* din moment ce în spațiul extraatmosferic nu există un mediu prin care să poată avea loc convecția, dispozitivele folosite pentru îndepărtarea căldurii fiind denumite panouri radiante.

Marea majoritate a industriei producătoare de mașini și utilaje se folosește, în principal, de modul *convectiv* pentru a transfera căldură între două fluide în mișcare separate de un perete. În prezent existând foarte multe tipuri constructive de astfel de schimbătoare de căldură: începând cu țevi simple prin care circulă fluidul de răcit până la schimbătoare de căldură compacte, toate realizate din diferite tipuri de materiale metalice: aluminiu, cupru, oțel inoxidabil cât și materiale nemetalice, materiale pe bază de polimeri [2], etc. Acestea pot funcționa în instalațiile de răcire ca utilaje principale sau ca utilaje secundare. În mare parte răcitoarele care funcționează ca utilaje principale folosesc pentru răcire aerul având ca scop eliminarea surplusului de căldură în atmosferă (ex: răcitoarele de apă, răcitoarele de ulei, condensatoarele, vaporizatoarele, etc.). Răcitoarele secundare se folosesc de un fluid secundar, de obicei apa-glicol pentru răcirea unui alt fluid cum ar fi uleiul, freonul, sau aerul comprimat, etc.

Pentru intensificarea transferului de căldură, majoritatea *schimbătoarelor de căldură* se folosesc de *suprafețe extinse de schimb termic* cu forme geometrice diferite. Dintre toate suprafețele extinse cele mai des folosite în construcția schimbătoarelor compacte sunt: nervurile continue, ondulate, sparte și cele alternante. Fiecare dintre aceste *nervuri* au avantaje și dezavantaje ceea ce le face utile pentru diferite medii și domenii de operare. Deoarece performanțele suprafețelor extinse sunt influențate de o multitudine de factori (viteza de curgere, temperatura, fluidul de lucru, forma și dimensiunile geometrice) cercetările efectuate asupra lor sunt în principal cercetări experimentale și numerice cu unele încercări de determinare a modelelor teoretice pentru familii geometrice [3], acestea fiind realizate pe domenii de aplicabilitate specifice și configurații limitate. Din acest motiv, pentru proiectarea

și dimensionarea schimbătoarelor de căldură este necesară consultarea intensă de compendii (Kays și London [4], Hewit [5], etc.) sau de informații din literatura de specialitate internațională (Wang et al. [6], Dong et. al. [7]–[9], etc.) și națională (Nagi [10]–[12], Theil [13], Ilieș [14]–[16] etc.) ce conțin date experimentale și informații despre ecuațiile criteriale ale diferitelor *suprafețe extinse*. Problema care apare în folosirea ecuațiilor criteriale sau a rezultatelor experimentale din literatură sunt diferențele mari ce apar între diferite corelații, după Ismail [17] unele dintre acestea ajungând la o variație de  $\pm 30\%$ . Aceste diferențe, ce pot fi atribuite variațiilor de geometrie între producători, fac destul de greoaie și de multe ori imprecisă proiectarea și dimensionarea schimbătoarelor de căldură. Un alt aspect ce poate duce la diferențe semnificative este de multe ori ambiguitatea definiției diametrului hidraulic.

Cum în final surplusul de căldură din procesele industriale trebuie evacuat în atmosferă, marea majoritate a schimbătoarelor de căldură folosite sunt schimbătoare de căldură răcite cu aer (radiatoare de apă, răcitoare de ulei, condensatoare, vaporizatoare, etc.) În aceste schimbătoare, aerul este cel care determină performanțele deoarece are cel mai mic coeficient de convecție ( $10 - 200 \text{ [W/m}^2\text{K]}$  [18]) raportat la alte fluide cum sunt apa ( $\sim 3000 \text{ [W/m}^2\text{K]}$  [19]) sau uleiul ( $500 - 1000 \text{ [W/m}^2\text{K]}$ ). Din acest motiv marea majoritate a cercetărilor pe suprafețele extinse sunt îndreptate către creșterea performanțelor aerului de răcire.

Motivația acestei lucrări este dată de necesitatea de dezvoltare a companiei RAAL S. A., principalul producător de schimbătoare de căldură din aluminiu din România [20].

Piața companiei RAAL este una foarte diversificată, ea furnizând schimbătoare de căldură și echipamente de schimb termic pentru o multitudine de ramuri industriale: utilaje de construcții – excavatoare, basculante; mașini agricole – combine, tractoare; utilaje de proces industrial – uscătoare de aer comprimat; componente pentru aclimatizarea clădirilor HVAC<sup>1</sup> – condensatoare, vaporizatoare; pentru industria auto – plăci de răcire electronice pentru baterii; etc. Dintre clienții firmei RAAL se pot aminti nume mari precum: JCB, Caterpillar, John Dere, Class, Fendt dar și Continental și Samsung.

Creată în 1991 compania RAAL a fost tot timpul deschisă inovației și progresului cu o parte activă în cercetare, înființează și susține un laborator de testare și grupuri de cercetare cu rezultate atât în creșterea companiei la nivelul actual dar și cu un număr de lucrări științifice [10], [15], [16], [21]–[26] și cărți din domeniu [12], [27]. Laboratorul de testare a permis companiei dezvoltarea unui program pentru dimensionarea schimbătoarelor de căldură.

Pentru îmbunătățirea programului de dimensionare introducând capabilități de optimizare se pot sublinia următoarele obiective ce trebuie urmărite:

- Determinarea experimentală a unor ecuații criteriale, analitice, continue pe spațiul tuturor parametrilor constructivi, pentru predicția performanțelor termice și hidraulice ale suprafețelor extinse
- Compararea diferitelor criterii de performanță și introducerea unor coeficienți adaptați realității din exploatare a schimbătoarelor de căldură
- Simularea modelelor 3D a suprafețelor de schimb termic și validarea rezultatelor numerice cu ecuațiile criteriale realizate pentru reducerea numărului de teste experimentale

---

<sup>1</sup> Heating, Ventilation and Air Conditioning



- Realizarea de noi tipuri de geometrii pentru îmbunătățirea coeficientului de schimb termic pe aer

În vederea atingerii obiectivelor descrise mai sus și luând în considerare cele deja afirmate: importanța coeficientului de transfer termic al aerului dar și deviațiile înregistrate între rezultatele diferitelor cercetări; lucrarea de față prezintă determinarea experimentală a ecuațiilor criteriale pentru familia *aripioarelor ondulate cu capete drepte* (AOcd) – cel mai folosit tip de suprafață extinsă de schimb termic pentru aer, din producția RAAL – și analiza numerică împreună cu validarea experimentală a modelului pentru această aripioară. În final sunt prezentate studiile numerice comparative ale AOcd cu *Aripioara ondulată cu spărturi rectangulare*, un nou tip de geometrie ce reprezintă o variație a AOcd realizată prin introducerea de decupaje rectangulare în scopul inducerii unei curgeri secundare a aerului pentru a îmbunătăți amestecul vânei de curent.

Modelul numeric al acestei noi geometrii a fost comparat cu performanțele numerice ale AOcd folosind criteriile de performanță consacrate  $j / f^{1/3}$  [7], [9], dar și cu un criteriu, care definește puterea de recirculare necesară pentru producerea aceluiași schimb termic

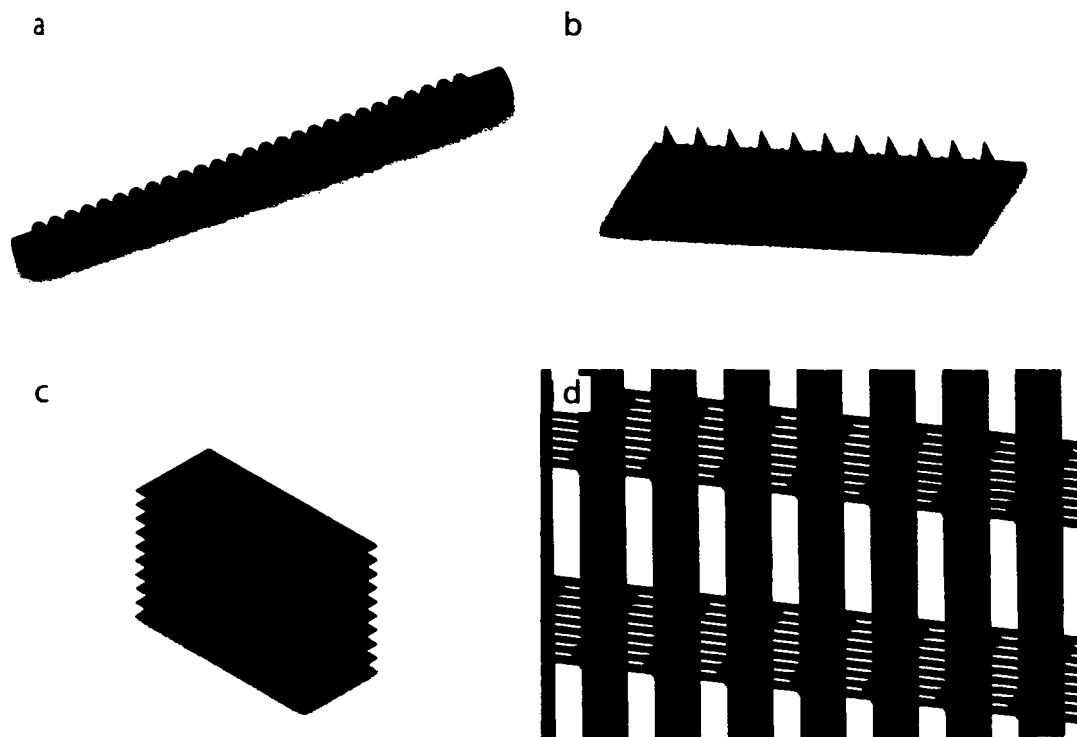
În *Capitolul 2* s-au trecut în revistă principalele suprafețe extinse folosite pentru intensificarea schimbului termic și s-a prezentat stadiul actual al cercetărilor cu preponderență spre aripioarele ondulate prezentând cele mai reprezentative ecuații criteriale deja obținute. La finalul capitolului sunt definite criteriile de performanță ce sunt folosite în compararea performanțelor diferitelor geometrii studiate. În *Capitolul 3* se prezintă principalele tipuri de schimbătoare de căldură împreună cu metodele de dimensionare a acestora. *Capitolul 4* prezintă studiul experimental efectuat pe *aripioara ondulată cu capete drepte* AOcd. În acest capitol este descris standul de testare din cadrul laboratorului RAAL împreună cu descrierea detaliată a modului de prelucrare a datelor experimentale, și a modului de determinare a formei analitice a ecuațiilor criteriale pentru AOcd și a comparației ecuațiilor cu rezultatele experimentale. *Capitolul 5* este rezervat studierii numerice a AOcd. După o introducere în modalitatea de calcul numerică oferită de softul de simulare SolidWorks, sunt prezentate rezultatele simulărilor pe modelul 3D simplificat al AOcd împreună cu analiza deviațiilor acestui model față de curbele experimentale determinate în capitolul anterior. *Capitolul 6* prezintă studiul numeric realizat pe *Aripioara Ondulată cu spărturi rectangulare*. În acest capitol sunt analizate performanțele termice și hidraulice ale acestei aripioare în comparație cu AOcd. În *Capitolul 7* sunt prezentate concluziile și contribuțiile originale din această lucrare.



## 2. Suprafețe extinse de schimb termic

Utilizarea suprafețelor extinse este determinată de necesitatea intensificării schimbului termic convectiv astfel încât să rezulte o reducere dimensională a schimbătorului de căldură. Datorită coeficientului de schimb termic conductiv mic al fluidelor în stare gazoasă și în special al aerului, mecanismul transmiterii căldurii în astfel de medii se realizează în principal prin amestecarea fluidului și nu prin transferul termic direct între perete și fluid. Prin urmare suprafețele extinse au în acest caz două roluri: de a rupe stratul limită sau de a-i limita dezvoltarea pentru a crește coeficientul de schimb termic convectiv [28], iar cel de al doilea este de a compensa coeficientul mic de schimb termic conductiv, printr-o suprafață de schimb termic mărită în același gabarit. Desigur introducerea unor astfel de suprafețe suplimentare blochează o parte din suprafața de curgere, crește suprafața de frecare și complică curgerea, toate acestea ducând la o putere de recirculare mai mare.

Având în vedere importanța lor în schimbul termic, găsirea unor geometrii care să intensifice schimbul termic, este un domeniu activ de cercetare producând un număr foarte mare de forme geometrice. Prezentarea lor în totalitate fiind aproape imposibilă, totuși în Fig. 1 sunt prezentate 4 tipuri reprezentative de astfel de suprafețe extinse folosite la primele tipuri de schimbătoare de căldură.



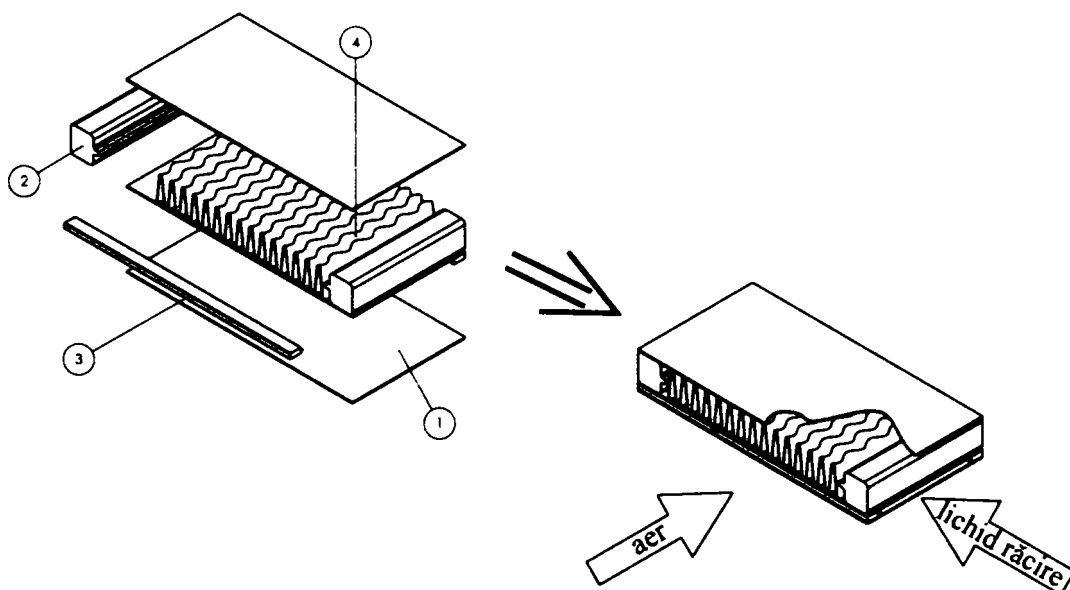
**Fig. 1** Tipuri de suprafețe extinse: a) tuburi nervurate, b) aripioare de tip ac, c) lamele drepte, d) lamele sparte

Fiecare din aceste tipuri se adresează unui anumit tip de aplicație. Spre exemplu în figura 1a. se prezintă tuburile nervurate folosite în principal în construcția răcitoarelor industriale cu dimensiuni mari, acestea fiind printre primele geometrii dezvoltate asigurând în principal o extindere a suprafeței de schimb termic fără a modifica curgerea în mod semnificativ. În figura 1b. sunt prezentate suprafețele extinse conice care sunt folosite în special la răcirea echipamentelor electronice [29]. Lamellele drepte, folosite în construcția răcitoarelor asamblate mecanic se găsesc în figura 1c. și 1d.

.Avantajul suprafețelor extinse prezentate mai sus constă în puterea de recirculare redusă a mediului de răcire. În schimb prezintă dezavantajul de a avea o performanță scăzută la schimbul termic. Această performanță mică a schimbului termic duce la construirea unor schimbătoare de căldură de dimensiuni frontale mari.

Un alt tip de suprafețe extinse de transfer termic este reprezentat de cel cu aripioare (fins). Aceste aripioare (nervuri) au fost introduse odată cu fabricarea schimbătoarelor de căldură compacte. Modalitatea de asamblare a acestor schimbătoare de căldură compacte este prezentată în figura 2 fiind sub formă de sandwich.

Un prim avantaj al unor astfel de structuri, evident și din denumirea acestora, este compactizarea schimbătorului de căldură. Un alt avantaj vine din faptul că aceste structuri sunt lipite la cald -brazate [14]- cea ce duce la eliminarea rezistențelor termice introduse de contactului mecanic imperfect dintre suprafața extinsă de schimb termic și cea de bază rezultând într-un schimb termic superior.



**Fig. 2 Asamblarea unui schimbător de căldură compact: 1 perete despărțitor; 2 distanțier aer; 3 distanțier apă; 4 aripioară aer**

## 2.1 Mărimile dimensionale.

În compararea performanțelor diferitelor geometrii este de dorit eliminarea mărimilor fizice precum temperatura, debitul, căderea de presiune și prezentarea acestor performanțe într-un format general valabil care să nu depindă de condițiile de

testare. Din acest motiv pentru suprafețele de schimb termic, datele experimentale și/sau ecuațiile criteriale sunt prezentate folosind coeficientul de frecare Fanning  $f$  pentru performanțele hidraulice și criteriile Nusselt  $Nu$  sau Colburn  $j$  pentru performanțele termice. Coeficientul  $f$  este definit ca fiind raportul dintre tensiunile tangențiale și densitatea energiei cinetice locale a fluidului:

$$f = \frac{\bar{\tau}}{\frac{1}{2}\rho \cdot w^2}$$

cu  $\bar{\tau}$  tensiunea tangențială,  $\rho$  densitatea și  $w$  viteza la perete a fluidului. Prin definirea diametrului hidraulic ca  $d_h = 4A_c/P_u$  ( $A_c$  și  $P_u$  aria de curgere și respectiv perimetrul udat) și prin rescrierea tensiunii tangențiale în funcție de gradientul de presiune [30] obținem ecuația pentru coeficientul Fanning  $f$ :

$$f = \frac{\frac{d_h}{4} \left( -\frac{dp}{dx} \right)}{\frac{1}{2}\rho \cdot w^2} \Rightarrow \Delta p = 2 \cdot f \cdot \rho \cdot w^2 \cdot \frac{L}{d_h} \quad (2.1)$$

Pentru performanțele termice se folosește criteriul Nusselt care este definit de raportul dintre schimbul termic convectiv și schimbul termic conductiv într-un fluid:

$$Nu = \frac{q_c \cdot d_h}{\lambda_f \cdot (T_p - T_m)} = \frac{\alpha \cdot d_h}{\lambda_f} \quad (2.2)$$

cu  $\alpha$  coeficientul de convecție,  $\lambda_f$  conductivitatea fluidului iar  $d_h$  diametrul hidraulic definit mai sus. O altă mărime care se folosește este numărul Colburn  $j$  definit pe baza faptului că mecanismele de transport a căldurii a masei și a impulsului sunt asemănătoare și are următoarea ecuație:

$$j = St \cdot Pr^{2/3} = \frac{Nu}{Re \cdot Pr^{1/3}} \quad (2.3)$$

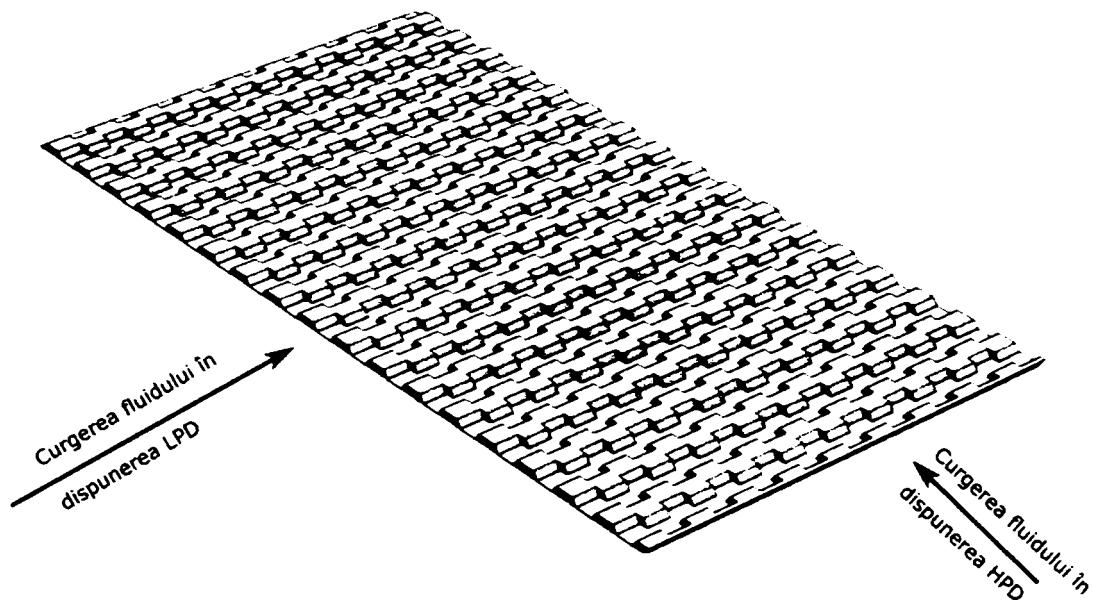
Aceste mărimi, definite de expresiile (2.1) - (2.3), vor fi folosite pe parcursul acestei lucrări pentru a analiza performanțele suprafețelor extinse.

În continuare se vor trece în revistă cele mai importante tipuri de suprafețe extinse începând cu *nervura offset* și încheind cu *aripioara ondulată* căreia i se va acorda o atenție specială prin prezentarea principalelor relații criteriale prezente în literatură.

**2.2 Nervuri discontinue(ND)** Nervurile discontinue dispuse alternant, figura 3, sau cum sunt denumite în literatură: aripioare offset [22], [24-27] distrug stratul limită la fiecare trecere a vânei de fluid de la o zonă la următoarea. Deși sunt folosite și pentru gaze<sup>1</sup> –în special gaze la presiuni mai mari decât presiunea normală– sunt mai des folosite pentru răcirea lichidelor precum uleiurile de ungere, sau alte lichide cu un coeficient de schimb termic convectiv mai mic.

Avantajul acestui tip de aripioară este o amestecare mai bună a fluidului raportat la celelalte două tipuri de aripioare prezentate, dar dezavantajul acestei aripioare este o cădere de presiune mult mai mare decât a celorlalte tipuri folosite.

<sup>1</sup> Pentru gaze s-a observat generarea unui „fluierat” pentru anumite condiții de funcționare [150]



**Fig. 3 Nervură discontinuă dispusă alternant**

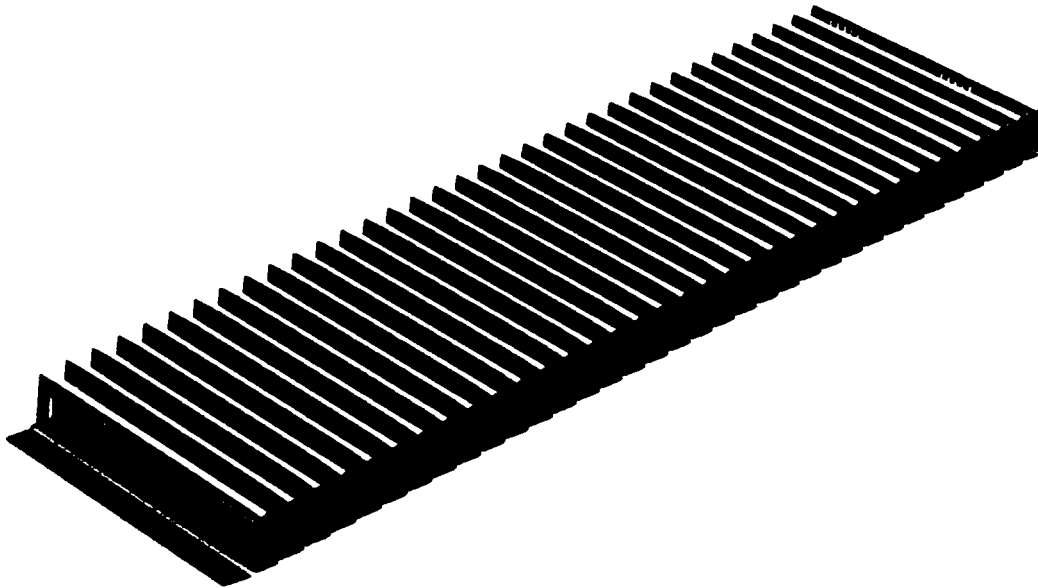
Aceste nervuri (figura 3) sunt folosite în două configurații de curgere: prima este dispunerea cu cădere de presiune mică (LPD<sup>1</sup>) și a doua este dispunerea cu cădere mare de presiune (HPD<sup>2</sup>). Procesul de construcție a ND presupune formarea foitei de aluminiu pe direcția HPD ceea ce conferă acestei dispuneri un avantaj major în costurile de producție, chiar dacă căderea de presiune prezintă unele dezavantaje de performanță. În schimb dispunerea LPD în practică se realizează prin tăierea nervurii discontinue în mai multe bucăți și așezarea lor manuală în canalul de curgere.

Studiul experimental și teoretic al acestor tipuri de suprafețe extinse este bine reprezentat de literatură, începând cu London [36] prin anii 1960 care descrie performanțele pentru aer, și continuând cu alte studii printre care cele realizate de Wieting [37], Brinkman et al. [38], Joshi and Webb [39], Muzychka [31, 37], și alții. Dar datorită procesului de producție pot apărea particularități geometrice, bavuri, care introduc turbulențe aleatorii rezultând diferențe mari, de până la  $\pm 30\%$  între relațiile criteriale din literatură ceea ce face nepractică găsirea unui model general valabil [17] [25] [9].

<sup>1</sup> Low Pressure Drop

<sup>2</sup> High Pressure Drop

**2.3 Aripioara spartă(AL)** Aripioara spartă, din figura 4, cunoscută în literatura de specialitate sub denumirea de *louvered* [35], [41], [42] este folosită pentru extinderea suprafeței de schimb termic de partea aerului și se folosește preponderent în condensatoare și vaporizatoare.



**Fig. 4 Aripioara spartă**

Intensificarea schimbului termic și amestecarea aerului se realizează prin ruperea stratului limită la trecerea aerului prin spărturi și inducerea unei curgeri adiționale definită de prin *eficiența curgerii* [43]

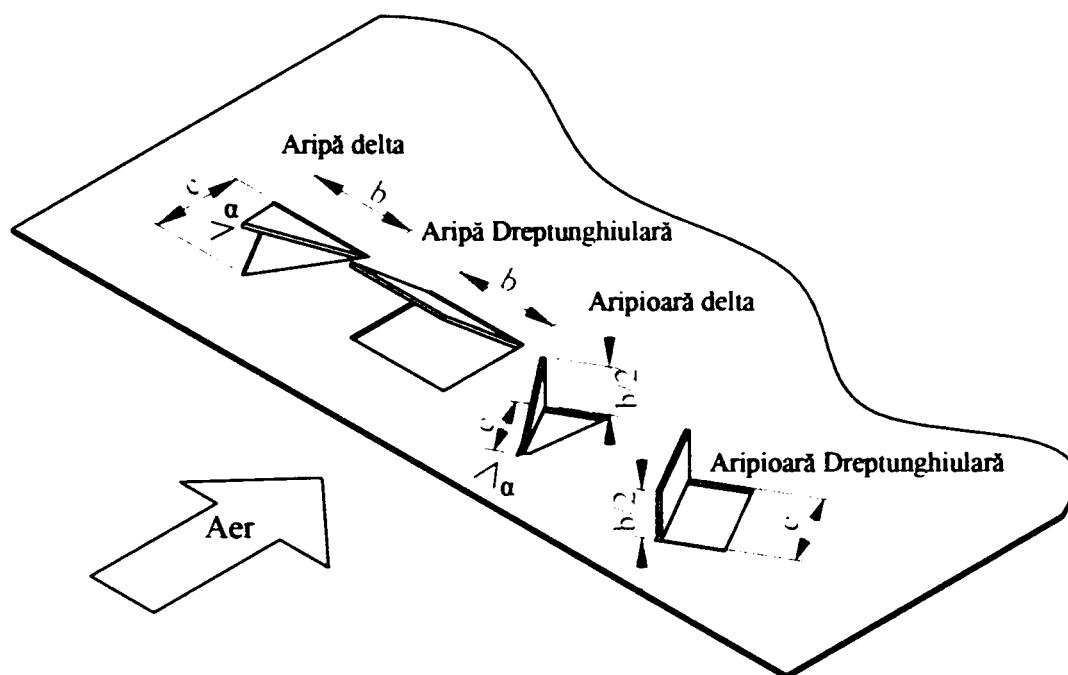
Cercetările pentru acest tip de suprafață extinsă sunt preponderent cercetări experimentale până în anul 2000 după cum spune și DeJoung [44]. Dintre aceste cercetări se poate vorbi de cele ale lui Chang [45] care prezintă un model general pentru coeficientul de frecare prin combinarea mai multor modele cu rezultate bune de  $\pm 15\%$ . După anul 2000 cercetările sunt concentrate pentru explicarea curgerii prin spărturi [44], [46], [47] folosind metode experimentale și numerice; dar și optimizarea formei și dimensiunii spărturilor prin metode numerice [48], [49], și compararea performanțelor diferitelor aranjamente în schimbătoarele de căldură [50].

Principalul avantaj al acestei *suprafețe extinse* este atribuit intensificării schimbului termic, dar, folosirea acestora vine și cu dezavantaje cum ar fi căderea de presiune mărită [41], a modului de construcție care este complicat și costisitor [51] necesitând scule de precizie mare. Uzura sculelor, cu ajutorul cărora se produc aceste suprafețe extinse, poate duce la apariția bavurilor sau la nespargerea foliei din care este construită suprafața extinsă, ceea ce duce la o suprafață extinsă de schimb termic cu performanțe net inferioare.

Îmbăcsirea ei, relativ ușoară, nu o recomandă decât pentru aplicații în care mediile de răcire sunt curate: aparate de aer condiționat, automobile rutiere, în general în sistemele de răcire din zone cu puțin praf.

## 2.4 Generatori de turbulențe longitudinale

**winglet(WG)** Generatorii de turbulențe longitudinale, se referă la decupări sau deformări realizate pe suprafața extinsă de schimb termic pentru a genera turbulențe ce duc la ruperea stratului limită și creează zone de turbionare cu axa de rotație în lungul curgerii – vârtejuri longitudinale – îmbunătățind performanțele schimbului termic cu un efect minim în creșterea căderii de presiune [52].

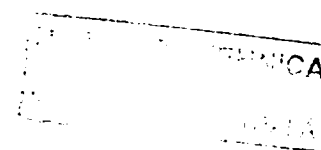


**Fig. 5 Forme tipice pentru winglet**

În literatura de specialitate există destule rezultate experimentale și numerice despre generatorii de turbulență longitudinali și despre performanțele acestora, studii precum [53] unde s-a studiat influența unghiului de inclinație al acestora; [30–35] unde s-a studiat influența diferiților parametri precum forma, importanța fiecărui parametru din figura 5 în schimbul termic și structura curgerii, și lista poate continua cu studii realizate pe curgerea în diferite forme de canale circulare, rectangulare, triunghiulare, etc. [36–48]. Se mai pot amintii și studii realizate pe aliaje cu "shape memory"<sup>1</sup> [73].

<sup>1</sup> Aliaje care-și modifică forma în funcție de temperatura lor.

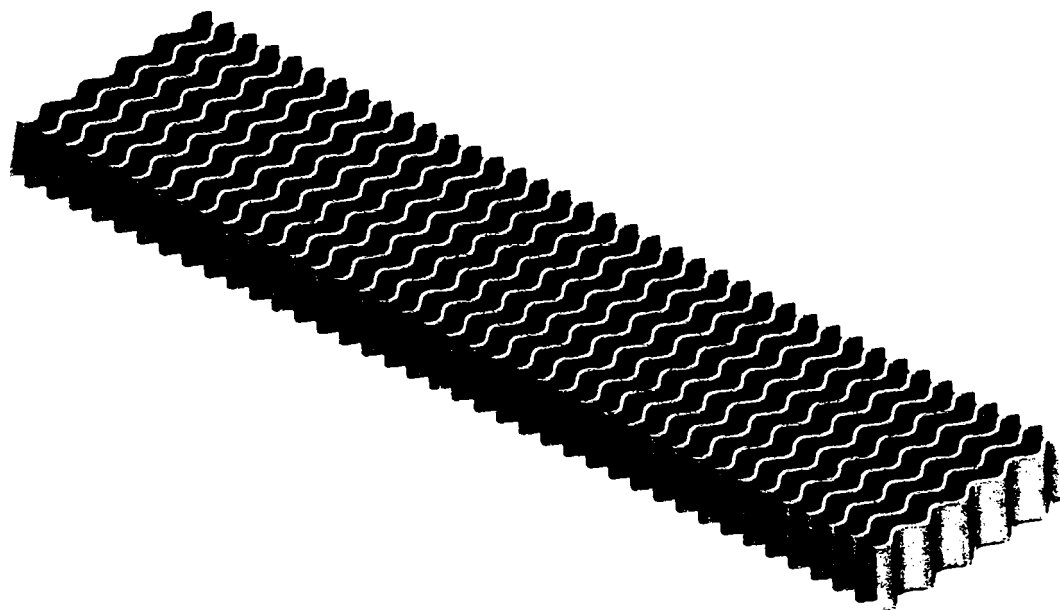
679.019





Aceste generatoare de turbulență sunt realizate prin spargerea materialului de bază, prin același procedeu ca și aripioara spartă din figura 4 ceea ce prezintă dezavantajul unui grad de murdărire ridicat.

**2.5 Aripioara ondulată(AO)** Aripioara ondulată, din figura 6, împreună cu variații ale ei, este cea mai des folosită geometrie pentru extinderea suprafeței de schimb termic a aerului în cadrul răcitoarelor răcite cu aer. Intensificarea schimbului termic se realizează prin ruperea stratului limită la trecerea aerului peste onduleuri, iar amestecarea acestuia se realizează prin crearea de turbioane având axa de rotație perpendiculară pe direcția de curgere.



**Fig. 6 Aripioara ondulată**

Dezavantajul acestui tip de geometrie este căderea de presiune relativ mare indusă de acest tip de curgere, ceea ce creează necesitatea folosirii unor ventilatoare cu o putere crescută, dar avantajul unei astfel de geometrii este dat de eficiența ridicată în schimbul termic și de faptul că are o toleranță crescută la îmbăcsire [74] ceea ce o face foarte bună în mediile murdare, cu multe particule solide prezente în aer, în special în industria gera: în construcția utilajelor destinate construcțiilor civile (excavatoare, macarale, buldozere, etc), la utilajele agricole și forestiere (combine, tractoare, semănătoare, etc.) sau aplicații statice (uscătoarele pentru compresoarele de mare putere)

În literatura de specialitate studii despre acest tip de geometrie sau tipuri similare, se găsesc încă din anii 1950, începând cu Kays și London [4] care au prezentat grafic curbe experimentale pentru Colburn ( $j$ ) și coeficientul de frecare ( $f$ ) pentru un număr de 3 tipuri, fără a prezenta în schimb detaliile geometrice ale

aripioarelor. Acest neajuns a fost completat de Beng și MPhil [74] care au realizat un studiu experimental pe 3 tipuri de aripioare ondulate, asemănătoare celor prezentate în [4], în care au prezentat în detaliu geometria acestora împreună cu curbele  $j$  și  $f$ . În lucrarea sa, Nagi [75] prezintă un studiu teoretic al curgerii 2d prin canalele ondulate unde determină forma analitică a coeficientului de frecare și schimb termic. Numeric, Zang et. al. [76] și Metwally [77] au studiat vârtejurile laterale ce se formează la curgerea prin canale ondulate în domeniul  $10 \leq Re \leq 1000$  și influența asupra coeficienților geometrici cum ar fi: a amplitudinii, a spațiului (pasului) dintre lamele și a perioadei onduleului. Chi-Chang [78] a studiat numeric curgerea printr-un canal sinusoidal convergent divergent, în domeniul  $Re \leq 700$ , și a ajuns la concluzia că cea mai mare influență în creșterea schimbului termic o are primul onduleu restul inducând doar o creștere minoră. Gadeck [79] a studiat schimbul termic la curgerea prin canale ondulate pe un domeniu larg de numere Reynolds,  $0 \leq Re \leq 7500$ , pentru a obține date în toate regimurile de curgere, pornind de la curgerea laminară până la curgerea turbulentă, și a comparat aceste rezultate cu curgerea prin două plăci paralele ajungând la concluzia că schimbul termic este de aproximativ 2 ori mai bun prin canalele ondulate în cazul curgerii turbulente. Pirompugd [80] și Thirapat [81] au studiat influența dezumidificării și a grosimii foliei asupra schimbului termic în schimbătoarele pe tuburi cu aripioare ondulate. Ismail [82] a studiat numeric aripioara offset și cea ondulată propunând pentru performanțele acestora relații criteriale. Dong în cele trei lucrări [7]–[9] a studiat efectul aripioarelor în funcție de înălțime, pas și lungime pe 16 probe; Tao [83] a studiat influența a 4 factori asupra performanțelor utilizând principiul sinergiei cu ajutorul simulărilor numerice. Ismail [17] prezintă o analiză a aripioarelor ondulate și unele relații criteriale dezvoltate până în 2010. În teza sa de doctorat Iliș [14] prezintă rezultatele experimentale obținute pe aripioarele ondulate folosite de RAAL în 2010. Urmând un program de îmbunătățire continuă din cadrul RAAL, o atenție specială fiind atribuită aripioarei ondulate, au rezultat un număr mare de lucrări cum ar fi: [23] unde s-a studiat experimental influența înălțimii aripioarei asupra schimbului termic și a căderii de presiune și s-a ajuns la concluzia conform căreia înălțimea are un rol important doar în căderea de presiune după cum reiese și din relațiile criteriale propuse; [84] unde s-a studiat numeric în 2D influența porțiunii drepte la intrare și ieșire; și nu în ultimul rând lucrarea [85] în care s-a studiat influența amplitudinii onduleului tot prin metode numerice 2D. În ultimul deceniu s-au realizat mai multe lucrări de sintetizare a ecuațiilor criteriale pentru geometria ondulată prin analiza numerică [86] sau prin revizuirea unor lucrări precedente [87], parte a acestor relații criteriale fiind prezentate în tabelul 1.

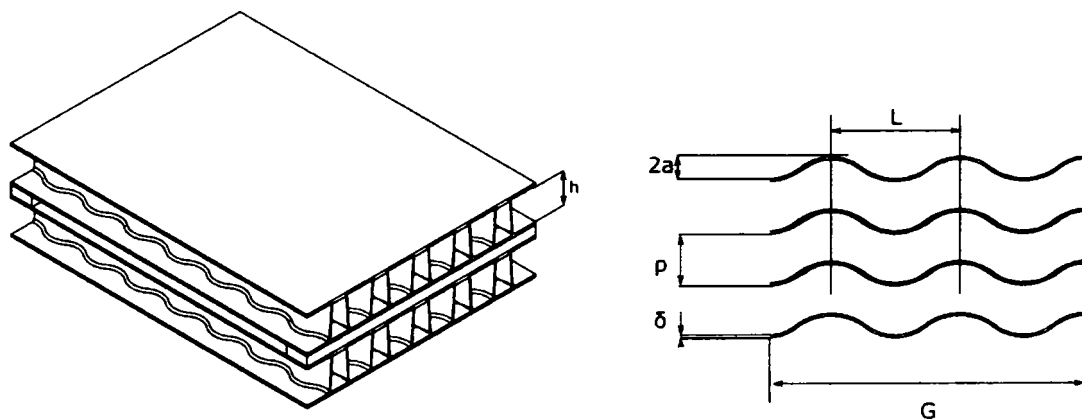


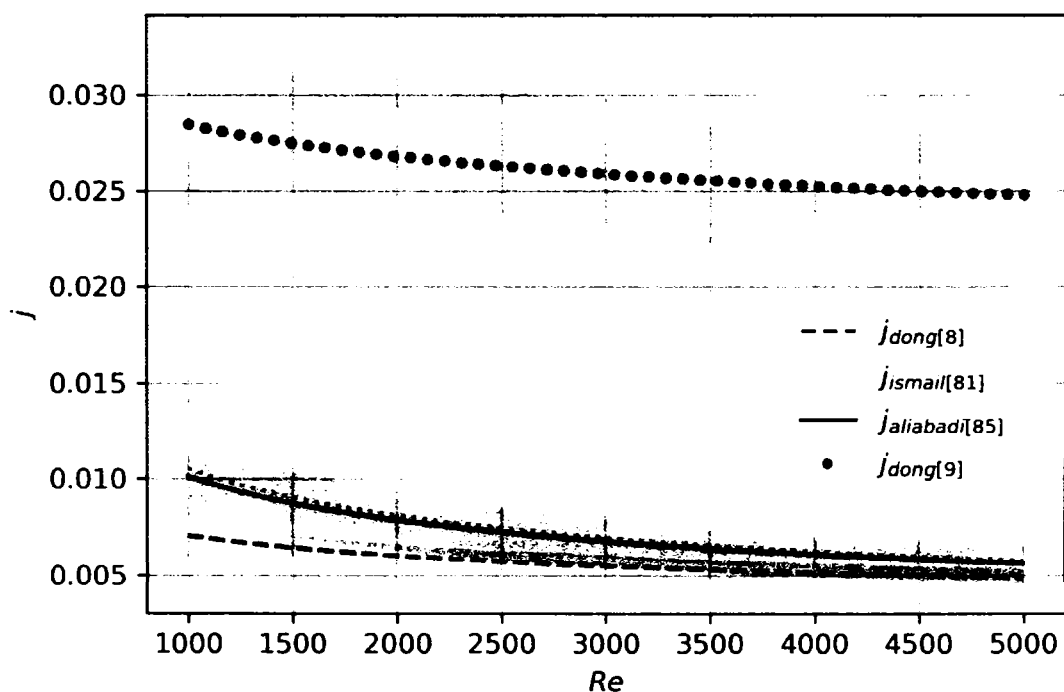
Fig. 7 Definiția parametrilor geometrici pentru relațiile criteriale

Tabel 1 Funcțiile criteriale din literatură

Autor	Formula	Domeniu valabilitate / incertitudine
<b>Dong [8]</b>	$j = 0.0836Re^{-0.2309(p/h)^{0.1294}}(p/2a)^{-0.15}(G/L)^{-0.126}$ $f = 1.16Re^{-0.309}(p/h)^{0.3703}(p/2a)^{-0.25}(G/L)^{-0.1125}$	$800 \leq Re \leq 6500$ ; $p \in [2.0 \ 2.5]mm$ ; $G \in [43, 65]mm$ ; $h \in [7, 10]mm$ ; $2a = 1.5$ ; $L = 10.8 \ mm$ $i_{cor} = i_{exp} \pm 10 \ %$ ; $f_{cor} = f_{exp} \pm 10 \ %$
<b>Ismail [82]</b>	$j = 2.348Re^{-0.786}(h/p)^{0.312}(2A/p)^{-0.192}(L/2a)^{-0.432}$ $f = 9.827Re^{-0.705}(h/p)^{0.322}(2A/p)^{-0.394}(L/2a)^{-0.603}$ $j = 0.242Re^{-0.375}(h/p)^{0.235}(2A/p)^{-0.288}(L/2a)^{-0.553}$ $f = 10.628Re^{-0.359}(h/p)^{0.264}(2A/p)^{-0.868}(L/2a)^{-1.931}$	$100 \leq Re \leq 800$ laminar $i_{cor} = i_{exp} \pm (15 \sim 20) \ %$ ; $f_{cor} = f_{exp} \pm (15 \sim 20) \ %$ $1000 \leq Re \leq 15000$ turbulent $1.178 \leq p/h \leq 20.8$ ; $0.636 \leq 2a/p \leq 2.6$ ; $3.85 \leq L/2a \leq 7.65$ $i_{cor} = i_{exp} \pm (8 \sim 25) \ %$ ; $f_{cor} = f_{exp} \pm (8 \sim 25) \ %$ $Re < 1900$ laminar $i_{cor} = i_{exp} \pm (max \ 20) \ %$ ; $f_{cor} = f_{exp} \pm (max \ 22) \ %$
<b>Aliabadi [86]</b>	$j = 0.2951Re^{-0.1908}(p/D_h)^{0.7356}(h/D_h)^{0.1378}(L/D_h)^{-0.3171} \times$ $(\delta/D_h)^{0.0485}(2a/D_h)^{0.2467}(G/D_h)^{-0.4976}$ $f = 38.7488Re^{-0.3840}(p/D_h)^{-1.4790}(h/D_h)^{-0.3696}(L/D_h)^{-1.4547} \times$ $(\delta/D_h)^{0.1016}(2a/D_h)^{1.0903}(G/D_h)^{-0.1549}$ $j = 0.7293Re^{-0.3637}(p/D_h)^{0.7966}(h/D_h)^{0.2398}(L/D_h)^{-0.4979} \times$ $(\delta/D_h)^{0.0402}(2a/D_h)^{0.2012}(G/D_h)^{-0.3026}$ $f = 52.2375Re^{-0.3524}(p/D_h)^{-1.6277}(h/D_h)^{-0.3529}(L/D_h)^{-1.7484} \times$ $(\delta/D_h)^{0.1034}(2a/D_h)^{1.2294}(G/D_h)^{-0.2371}$ $Nu = 0.0864Re^{0.914}(p/h)^{-0.301}(2a/L)^{0.7875}(G/L)^{-0.254} \times$ $(2a/G)^{-0.226}$ $f = 15.46Re^{-0.4116}(p/h)^{-0.138}(2a/L)^{1.098}(G/L)^{-0.45} \times$ $(2a/G)^{-0.506}$	$Re \geq 1900$ turbulent $i_{cor} = i_{exp} \pm (max \ 14) \ %$ ; $f_{cor} = f_{exp} \pm (max \ 23.6) \ %$ $p \in [1.5 \ 3.5]mm$ ; $G \in [35, 99]mm$ ; $h \in [7.6 \ 10]mm$ ; $2a \in [0.5 \ 2.5]mm$ ; $L \in [7.0 \ 11]mm$ ; $\delta \in [0.1 \ 0.15]mm$ $600 \leq Re \leq 6000$ $p \in [2.4]mm$ ; $G \in [55 \ 145]mm$ ; $h \in [7.5 \ 10.3]mm$ ; $2a \in [0.75 \ 2.4]mm$ ; $L \in [10.8 \ 20]mm$ $i_{cor} = i_{exp} \pm 15 \ %$ ; $f_{cor} = f_{exp} \pm 15 \ %$
<b>Dong [9]</b>		

Pentru realizarea unei comparații între ecuațiile din tabelul 1, s-a ales geometria aripioarei ondulate din producția RAAL având parametrii geometrici, definiți în figura 7, cu valorile:  $p=2.5$  mm,  $h = 9.9$  mm,  $2a = 1.7$  mm,  $L=10$  mm,  $\delta = 0.14$ ,  $G = 70$  mm pe un domeniu  $Re \in [1000, 5000]$

Rezultatul comparației relațiilor criteriale ne relevă o diferență notabilă pentru unele dintre ele. Astfel, estimarea făcută de relațiile criteriale obținute de Dong în lucrarea [9] este foarte diferită de estimările celorlalte relații prezentate, între 30% și 85%, după cum se poate observa din figura 8 pentru schimbul termic și figura 9 pentru coeficientul de frecare.



**Fig. 8 Numărul Colburn pentru diferite ecuații din literatură împreună cu benzile de incertitudine**

Ceilalți autori au rezultate pentru schimbul termic relativ apropiate, variația acestora intră în incertitudinea maximă declarată de autori – vezi benzile de incertitudine între 3 și 30%. Dar pentru coeficientul de frecare rezultatele arată complet diferit, în afară de Dong [8] și Ismail [82] care au o diferență de 5% restul au diferențe cuprinse între 60 și 85% ceea ce le face total incompatibile.

Aceste diferențe între relațiile din literatură le fac de neutilizat pentru dimensionarea schimbătoarelor de căldură din cadrul RAAL.

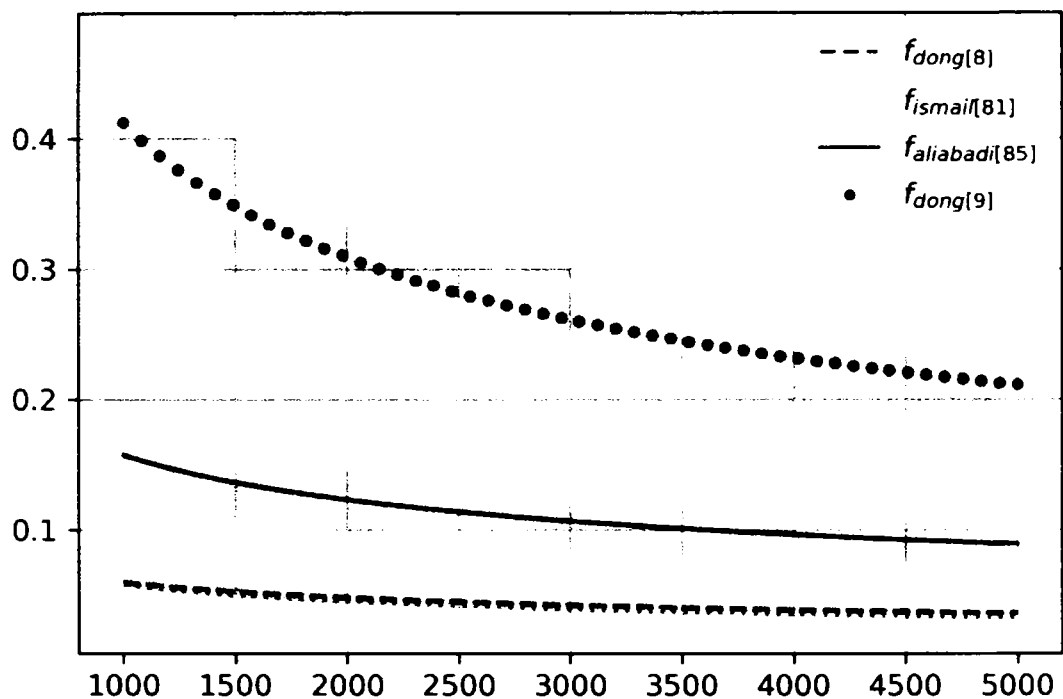


Fig. 9 Coeficientul de frecare Fanning ale ecuațiilor preluate din literatură

## 2.6 Criteriile de comparare a performanțelor

După cum afirmă Stone [35] curbele  $j$  și  $f$  nu ne permit reprezentarea performanțelor relative între suprafețele extinse de schimb termic într-o manieră satisfăcătoare, prin urmare s-au dezvoltat mai multe criterii de comparație:

### 2.6.1 Criteriul de eficacitate al suprafeței ("area goodness factor").

Analogia Reynolds, afirmă faptul că fenomenele de transport a căldurii, a impulsului și a masei, se comportă la fel. În cazul analogiei între transportul căldurii și a impulsului aceasta ia forma ecuației (2.4).

$$j = f/2 \quad (2.4)$$

Ecuția (2.4) se poate aplica pentru curgerile laminare și turbulente în care nu apare separarea curgerii de perete și stabilește o relație între schimbul termic și coeficientul de frecare:  $2j/f = 1$  [88]. Deoarece separarea apare la toate suprafețele extinse de schimb termic, în afară de lamela dreaptă, ecuația (2.4) nu este validă, deoarece în cazul separării curgerii de perete, coeficientul de frecare include și pierderile hidraulice datorită acestora, prin urmare se poate scrie  $2j/f < 1$  sau  $j/f < 0.5$ .

Scriind raportul  $j/f$  în funcție de parametrii funcționali ai schimbătorului, se obține următoarea relație:

$$\frac{j}{f} = \frac{Nu \cdot Pr^{1/3}}{f \cdot Re} = \frac{1}{A_c^2} \left[ \frac{Pr^{2/3} NTU \cdot \dot{m}^2}{2\rho \Delta p} \right] \quad (2.5)$$

unde NTU -numărul de unități termice,  $\dot{m}$  -debitul masic,  $A_c$  -secțiunea de curgere,  $\rho$  - densitatea fluidului,  $\Delta p$  - căderea de presiune

În cazul în care se folosesc aceași parametrii funcționali ai schimbătorului criteriul  $j/f$  este invers proporțional doar cu pătratul secțiunii de curgere [35] – mărimile din paranteza dreaptă fiind constante. Astfel o valoare mai mare a criteriului  $j/f$  este de dorit deoarece aceasta implică necesitatea unei secțiuni de curgere mai mici pentru schimbătorul de căldură [35]. În concluzie criteriul  $j/f$  compară influența secțiunii de curgere asupra eficienței schimbătorului.

Dependența explicită a criteriului  $j/f$  de căderea de presiune și de debitul masic îl face util doar în comparații în care aceste două mărimi nu se schimbă, ceea ce reprezintă un dezavantaj mare al acestuia.

### 2.6.2 Criteriul de eficacitate volumetrică ("volume goodness factor").

După cum se poate observa din ecuația (2.5) creșterea numărului Colburn  $j$  implică și o creștere a coeficientului de frecare  $f$ . Dar, din ecuația (2.6) se observă că schimbul termic are o dependență liniară față de viteza de curgere pe când puterea de recirculare depinde de cubul vitezei de curgere, după cum se poate observa din ecuația (2.7) de mai jos, deci influența vitezei în puterea de recirculare este mult mai mare și o comparare directă între numărul Colburn  $j$  și  $f$  nu este îndeajuns pentru a ne putea forma o imagine completă a eficienței în exploatare a suprafețelor extinse de schimb termic.

$$\frac{\dot{Q}}{A \cdot \Delta T} = \alpha = c_p Pr^{2/3} \cdot j \cdot \rho \cdot w \quad (2.6)$$

$$P = \dot{V} \cdot \Delta p = (A_c \cdot w) \cdot \left( 2 \cdot \rho \cdot f \cdot w^2 \cdot \frac{L}{d_h} \right) = \frac{\rho}{2A} \cdot f \cdot w^3 \quad (2.7)$$

Dacă în schimb realizăm un raport prin care să eliminăm influența vitezei vom obține ecuația (2.8) de mai jos:

$$\frac{\alpha}{(P/A)^{1/3}} = \frac{c_p Pr^{2/3} \cdot j}{(\rho/2 \cdot f)^{1/3}} = \left( \frac{j}{f^{1/3}} \right) \cdot [2^{1/3} \cdot c_p \cdot (Pr \cdot \rho)^{2/3}] \quad (2.8)$$

Acest criteriu de eficiență este foarte folosit în literatură [35], [88]–[92] deoarece caracterizează foarte bine performanțele termice în raport cu cele hidraulice.

### 2.6.3 Criteriul JF

Pentru compararea performanțelor unei suprafețe extinse raportat la una de referință se poate folosi raportul  $j/f^{1/3}$  ca în ecuația (2.9) unde  $j_r$  și  $f_r$  sunt performanțele suprafeței de referință:

$$JF = \frac{j/j_r}{(f/f_r)^{1/3}} \quad (2.9)$$

## 2.7 Concluzii

În acest capitol s-a prezentat stadiul actual al cercetărilor efectuate pentru principalele tipuri de extindere a suprafeței de schimb termic folosite în construcția schimbătoarelor de căldură compacte. Având în vedere scopul acestei lucrări s-a insistat în special pe prezentarea stadiului actual a cercetărilor efectuate pe suprafețele de schimb termic ondulate unde s-a arătat diferența mare (între 3-80%), ce există între 4 dintre cele mai cunoscute relații criteriale specifice acestui tip de

suprafață. Această diferență poate fi atribuită modului de construcție caracteristic fiecărui producător, și care introduce particularități geometrice ce duc la turbulențe particulare.

La finalul acestui capitol s-au prezentat succint și unele dintre criteriile de eficiență ce se folosesc pentru caracterizarea performanțelor acestor suprafețe extinse de schimb termic. Dimensionarea schimbătoarelor de căldură

În majoritatea aplicațiilor industriale este necesar un proces de schimb termic între două fluide în mișcare forțată separate de un perete. Utilajele care realizează acest schimb de căldură sunt numite generic schimbătoare de căldură.

Obiectivul acestui capitol este de a prezenta modul de selecție și dimensionare/calcul al schimbătoarelor de căldură în funcție de aplicația dorită și a fluidelor folosite pentru schimbul termic.

### 3. Tipuri de schimbătoare de căldură

În funcție de aranjamentul curgerii, de fluidele folosite și de tipul constructiv aceste schimbătoare de căldură pot fi împărțite în diferite subcategorii

O primă clasificare se referă la starea fluidelor primare și dacă aceasta suferă o schimbare de fază sau nu. Astfel avem:

- *Schimbător fără schimbare de fază*, de exemplu: radiatoare, răcitoare de ulei, răcitoare de aer de supraalimentare
- *Schimbător cu schimbare de fază*, de exemplu: condensatoare, vaporizatoare

O a doua clasificare a schimbătoarelor de căldură este dată de configurația curgerii celor două fluide -orientarea și direcția curgerii unui fluid raportat la celălalt fluid- vezi figura 10, și aici avem următoarea clasificare:

- *Schimbătoare cu circulație în contra/echi curent*, de exemplu: răcitoare de ulei cu lichid de răcire, vaporizatoare încălzite cu lichid, condensatoare răcite cu lichid și răcitoare de aer de supraalimentare răcite cu lichid de răcire. Curgerea celor două fluide se realizează în aceeași direcție. Diferența între contra curent și echicurent constă în faptul că în primul caz curgerile celor două fluide au sensuri diferite, iar în cel de al doilea caz sensul de curgere pentru cele două fluide este același
- *Schimbătoare cu circulație în curent încrucișat*. Aici clasificarea poate fi detaliată în subcategorii:
  - cu ambele fluide neamestecate
  - cu unul dintre fluide amestecat

Aceste tipuri de schimbătoare se folosesc preponderent în răcirea/încălzirea unui lichid cu un gaz. Curentul încrucișat fiind impus de gaz

- *Schimbătoare cu mai multe treceri* în aceste răcitoare unul dintre sau ambele fluide au mai multe treceri prin schimbător.

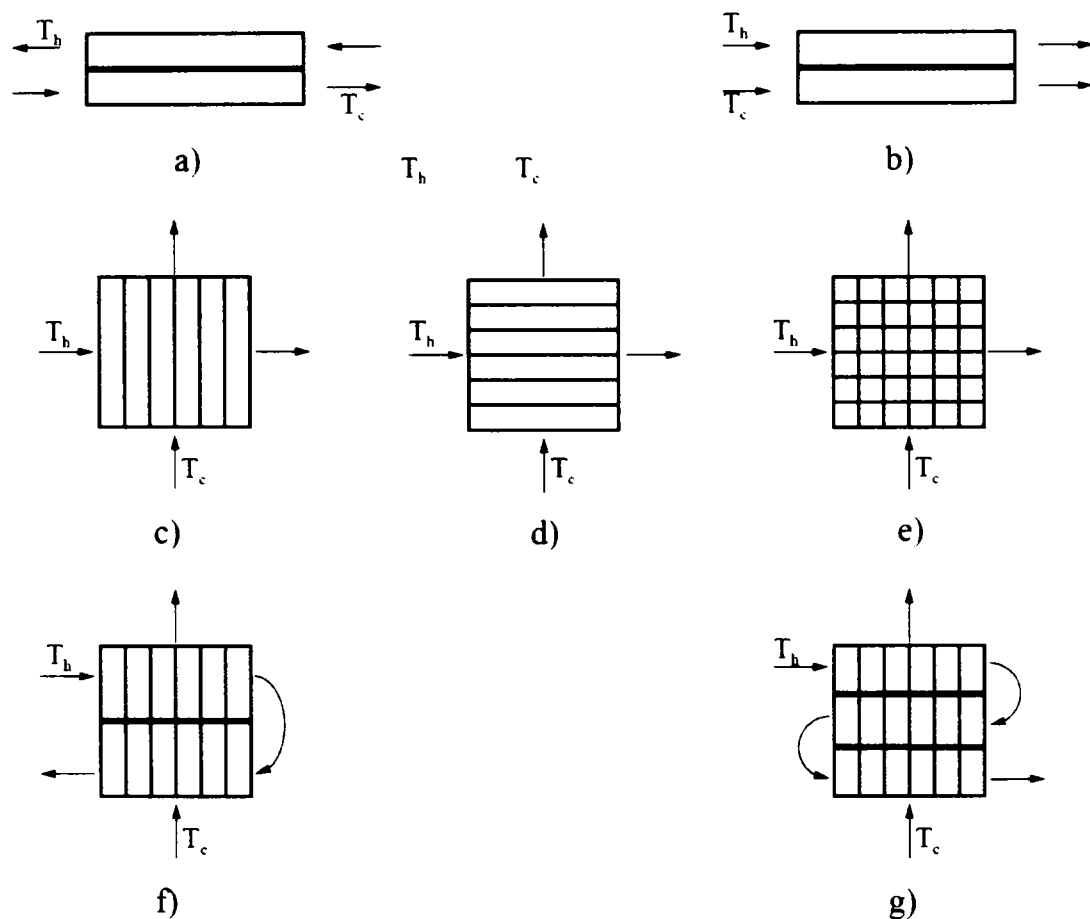
O ultimă categorie de clasificare este în funcție de tipul constructiv al acestora:

- Schimbător țevă în țevă
- Schimbător cu fascicol tubular
- Schimbător serpentină
- Schimbător în placi
- Schimbător compact
  - pe tuburi cu suprafețe extinse
  - de tip scoică cu suprafețe extinse
  - plăci și bare

Selecția tipului de schimbător de căldură se realizează în funcție de aplicația la care se folosește. Astfel dacă aplicația necesită răcirea unui fluid în stare lichidă (apa, apa/antigel, ulei, etc) cu un alt fluid aflat tot în stare lichidă, probabil tipul cel mai bun de schimbător de căldură este un schimbător cu circulație în *contra / echi curent* iar tipul constructiv este cel de *schimbător în plăci, cu fascicol tubular, sau serpentină*. Dacă în schimb aplicația necesită răcirea unui fluid în stare lichidă sau gazoasă cu un agent de răcire în stare gazoasă, probabil cea mai avantajoasă configurație din punctul de vedere constructiv, dar și al puterilor folosite pentru



recircularea fluidelor, sunt schimbătoarele cu circulație în curent încrucișat, de tipul schimbătoarelor compacte: pe tuburi, de tip scoică sau plăci și bare



**Fig. 10. Configurațiile de curgere: a) contra curent; b) echi curent; c) curent încrucișat cu fluidul cald amestecat și fluidul rece neamestecat; d) curent încrucișat cu fluidul cald neamestecat și fluidul rece amestecat**

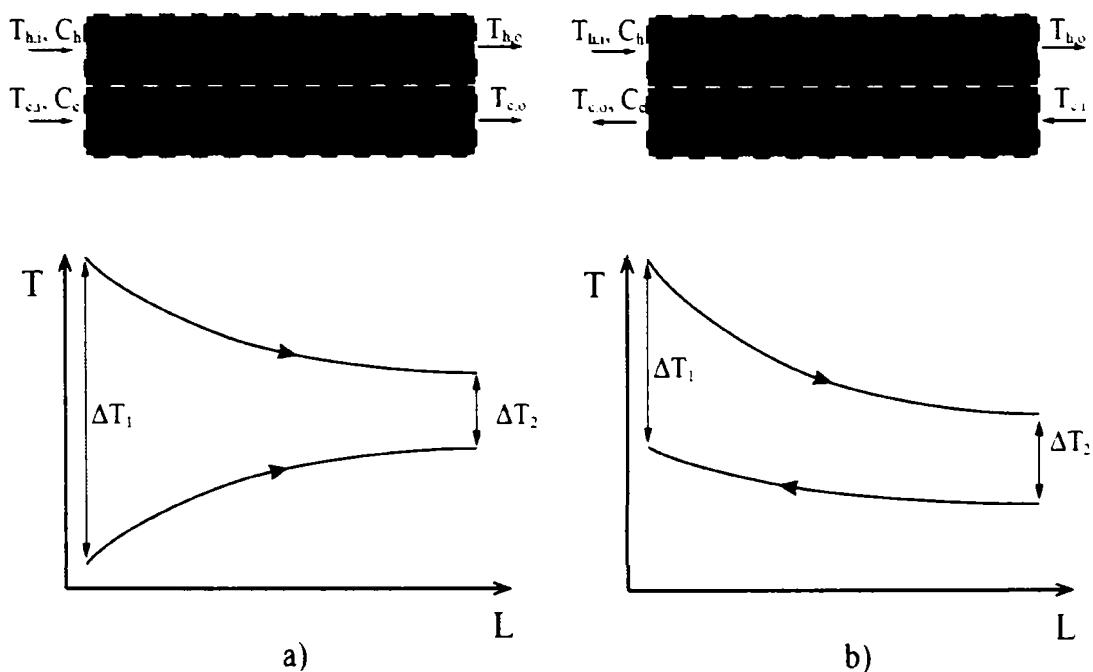
### 3.1 Calculul schimbătoarelor de căldură

Selecția pe baza tipului de aplicație este doar un prim pas în dimensionarea schimbătoarelor de căldură. Următorul pas este determinarea performanțelor sau a dimensiunilor necesare, pe baza unor condiții de funcționare, a schimbătoarelor de căldură.

Pentru determinarea performanțelor sau a dimensiunilor unui schimbător este necesară o legătură între dimensiunile acestuia și mărimile fizice precum temperaturile de ieșire, fluxul termic schimbat de cele două fluide și a căderilor de presiune. Această legătură este dată de aplicarea ecuațiilor de bilanț energetic și a principiilor schimbului termic convectiv [1], iar pe baza acestora s-au dezvoltat mai

multe metode de calcul care se aplică diferitelor configurații de curgere din schimbătorul de căldură.

**3.1.1 Metoda diferenței logaritmice de temperatură**, este o primă astfel de metodă dezvoltată pentru răcitoare în contra și echi curent și a cărei deducere se poate găsi în literatura de specialitate [1]. Metoda se bazează pe determinarea unei diferențe de temperatură medie pe întreg răcitorul și necesită cunoașterea atât a temperaturilor de intrare cât și a celor de ieșire pentru cele două fluide.



**Fig. 11 Configurații de curgere:**  
**a) curgerea în echi curent; b) curgerea în contracurent**

În figura 11 sunt schițate cele două tipuri de răcitoare pentru care această metodă poate fi aplicată. Să luăm răcitoarele cu curgere în echi curent. Prin aplicarea bilanțului energetic, din [1] capitolul 11, între cele două fluide vom ajunge la următoarea formulă generală a fluxului termic schimbat:

$$\dot{Q} = -\dot{m}_h \cdot c_{ph} \cdot \Delta T_h = \dot{m}_c \cdot c_p \cdot \Delta T_c = K \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \tag{3.1}$$

unde  $\Delta T = T_o - T_i$  diferența de temperatură între ieșirea și intrarea fluidului în/din răcitor; și  $\Delta T_{lm}$ , temperatura medie logaritmică cu următoarea formulă:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \tag{3.2}$$

cu  $\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,i}$  și  $\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,o}$  în cazul curgerii echi curent.

Coeficientul global de schimb termic se poate deduce prin aplicarea bilanțului energetic la curgerea a două fluide despărțite de un perete, nervurat sau ne nervurat,

iar acest calcul se găsește în [1] capitolul 3, a cărui formulă pentru curgerea prin tuburi rectangulare este dată de ecuația:

$$\frac{1}{K \cdot A} = \frac{1}{K_h \cdot A_h} = \frac{1}{K_c \cdot A_c} = \frac{1}{\alpha_h \cdot \eta_h \cdot A_h} + \frac{\delta}{\lambda \cdot A_p} + \frac{1}{\alpha_c \cdot \eta_c \cdot A_c} \quad (3.3)$$

iar randamentul nervurii se poate calcula cu următoarea ecuație:

$$\eta = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f); \quad \eta_f = \frac{\tanh(m \cdot l)}{m \cdot l} \quad (3.4)$$

unde  $m = \sqrt{2 \cdot \alpha / \lambda \cdot \delta}$ ,  $\delta$  fiind grosimea nervurii, iar  $l$  lungimea caracteristică

Cu ecuațiile (3.2) și (3.2) se pot calcula performanțele unui răcitor dacă se cunosc mărimile:  $m$ ,  $T_i$ ,  $T_o$ ,  $A$ , pentru fiecare fluid în parte. Sau în cazul în care se cunoaște fluxul termic  $Q$  ce trebuie realizat se poate determina mărimea răcitorului prin aflarea ariei de schimb termic  $A$  necesare.

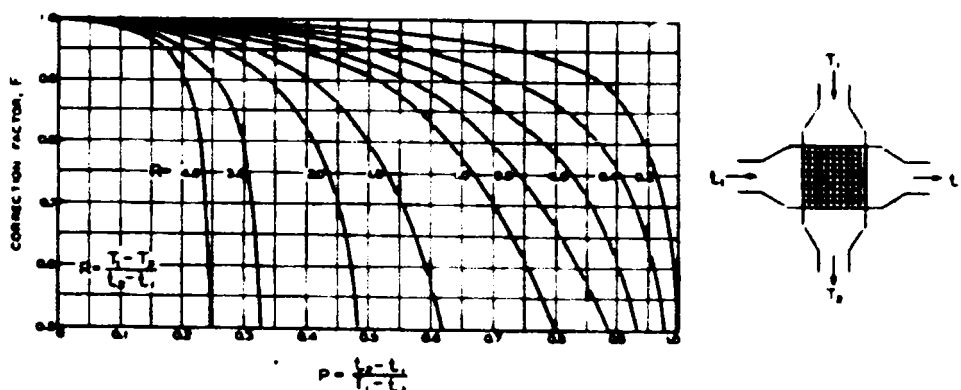
Pentru a putea fi aplicată această metodă și altor tipuri de curgere în afară de curgerea paralelă a fluidelor –echi sau contra curent – D.M. Smith [93] a dezvoltat o metodă de calcul pentru schimbătoarele de căldură cu curgerea în curent încrucișat cu fluidele neamestecate. Metoda se bazează pe integrarea ecuațiilor diferențiale ce descriu distribuția de temperatură din interiorul răcitorului, astfel ecuația (3.2) se poate modifica folosind un factor de corecție  $F$  [94] în:

$$\dot{Q} = KA \cdot \Delta T_{in,cc} \cdot F(P, R) \quad (3.5)$$

unde coeficientul  $F$  este o funcție de alți doi parametri adimensionali definiți mai jos:

$$P = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{c,o} - T_{c,i}}; \quad R = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \quad (3.6)$$

Pentru curgerea în curent încrucișat cu ambele fluide neamestecate forma grafică a funcției este definită în figura 12.



**Fig. 12 Monogramele pentru  $F$ ,  $P$ ,  $R$  în cazul circulației încrucișate cu ambele fluide neamestecate preluate din [94]**

Folosirea monogramelor în calculul de dimensionare este imprecisă iar cum puterea de calcul a PC-urilor din ziua de astăzi nu mai ridică impedimente în calcularea unor serii infinite, metoda din [93] se poate aplica direct, astfel ecuația (3.5) se poate scrie:

$$\dot{Q} = K \cdot A \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) \cdot r \quad (3.7)$$

unde  $r$  este definit ca o serie infinită în funcție de 2 parametri  $p$  și  $q$  astfel:

$$r = \sum_{u=0}^{\infty} \sum_{v=0}^{\infty} \left\{ (-1)^{u+v} \frac{(u+v)!}{u!(u+1)!v!(v+1)!} \left(\frac{p}{r}\right)^u \left(\frac{q}{r}\right)^v \right\}$$

$$q = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \quad (3.8)$$

$$p = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}}$$

Rezolvarea folosind calculatorul este prezentată integral în [95] și nu va mai fi expusă în această lucrare.

Dezavantajul metodei *diferenței logaritmice* este dat de necesitatea cunoașterii atât a temperaturilor de intrare cât și a celor de ieșire. Din această cauză calcularea performanțelor unor răcitoare pentru care se cunoaște suprafața de schimb, este mai greoaie implicând un proces iterativ. Acest dezavantaj dispare pentru cazul dimensionării unui schimbător pe baza unor cerințe specifice.

**3.1.2 Metoda  $\epsilon$ -NTU<sup>1</sup>**, elimină dezavantajul metodei *diferenței logaritmice de temperatură* în cazul calculului performanțelor unui schimbător, prin eliminarea constrângerilor metodei anterioare.

Prin definirea unei eficiențe,  $\epsilon$ , ca fiind raportul dintre fluxul termic realizat la fluxul termic teoretic maxim a schimbătorului de căldură, se elimină necesitatea cunoașterii temperaturilor de ieșire a fluidelor

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{id}} = \frac{\dot{Q}}{C_{min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \quad (3.9)$$

$C_{min} = \min(C_h, C_c)$  capacitatea termică minimă.

Din ecuația (3.9) se poate defini fluxul termic realizat de schimbător doar în funcție de eficiența schimbătorului și de temperaturile de intrare a fluidelor în schimbător:

$$\dot{Q} = \epsilon \cdot C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (3.10)$$

Kays și London au arătat în [4] că eficiența,  $\epsilon$ , poate fi scrisă ca o funcție de alți doi termeni adimensionali *numărul de unități termice*, NTU<sup>2</sup> și raportul capacităților termice ale fluidelor  $C_{min}/C_{max}$ :

<sup>1</sup> În literatura românească este cunoscută ca metoda  $\epsilon$ - $\chi$ - $\mu$

<sup>2</sup> NTU – Number of Thermal Units

$$\epsilon = f\left(NTU, \frac{C_{min}}{C_{max}}\right) \quad (3.11)$$

$$NTU = \frac{K \cdot A}{C_{min}} \quad (3.12)$$

cu produsul  $K \cdot A$  definit în ecuația (3.3)

Expresia funcției (3.11) este diferită pentru fiecare configurație de curgere iar pentru cele mai uzuale configurații acestea se pot găsi definite în [1] și [4]. Cele mai uzuale expresii, cele pentru curentul încrucișat sunt definite în tabelul 2 de mai jos

**Tabel 2 Expresiile analitice ale funcției  $\epsilon$**

Aranjamentul curgerii	fluida	Expresia funcției $\epsilon$
<b>ambele neamestecate</b>	<b>fluide</b>	$\epsilon = 1 - \exp\left[\frac{1}{\mu} NTU^{-0.22} [\exp(-\mu \cdot NTU^{-0.78}) - 1]\right]$ (3.13)
<b><math>C_{max}</math> amestecat, <math>C_{min}</math> neamestecat</b>		$\epsilon = \frac{1}{\mu(1 - \exp(-\mu(1 - \exp(-NTU))))}$ (3.14)
<b><math>C_{max}</math> neamestecat <math>C_{min}</math> amestecat</b>		$\epsilon = 1 - \exp\left(\frac{1}{\mu}(1 - \exp(-\mu \cdot NTU))\right)$ (3.15)
<b>Toate schimbătoarele cu <math>\mu=0</math></b>		$\epsilon = 1 - \exp(-NTU)$ (3.16)

Dacă pentru calculele de performanță ecuațiile (3.13)-(3.16) se pot folosi în forma dată de tabelul 2, pentru calculele de dimensionare este mai indicat să se folosească expresia lui NTU în funcție de  $\epsilon$  definită astfel:

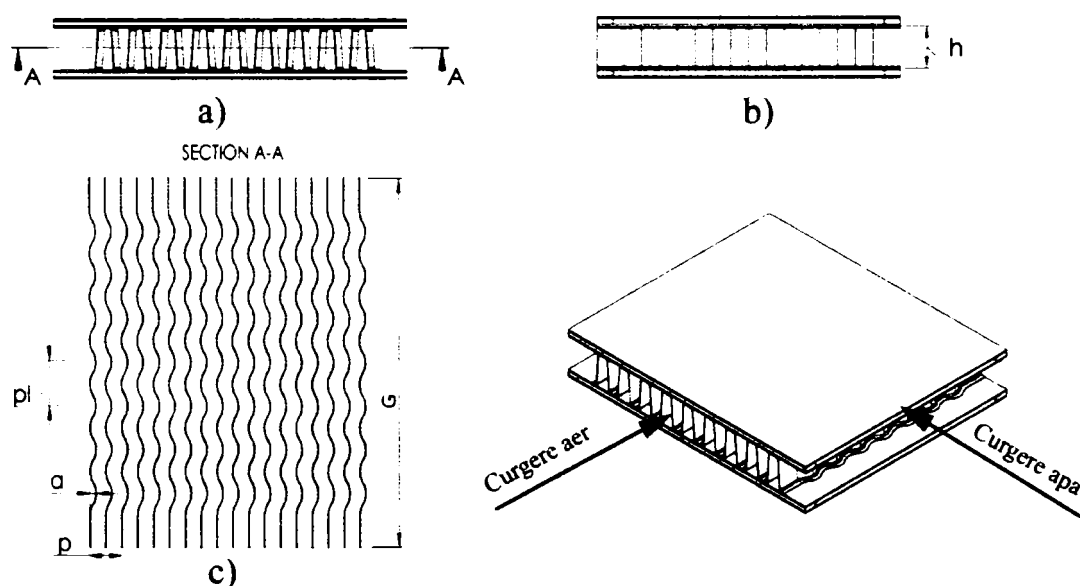
$$NTU = f^{-1}\left(\epsilon, \frac{C_{min}}{C_{max}}\right) \quad (3.17)$$

inversul funcției  $\epsilon$  se poate determina analitic pentru aproape toate configurațiile prezentate în tabelul 2 în afară de expresia dată pentru curgerea în curent încrucișat cu ambele fluide neamestecate, (3.13). Pentru această expresie determinarea inversului se poate realiza folosind metode numerice [78, 79]

Deoarece această metodă este mai ușor de implementat în practică este și metoda cel mai des întâlnită pentru determinările experimentale ale ecuațiilor criteriale în cazul schimbătoarelor.

## 4. Studiul experimental al aripioarei ondulate cu capete drepte

Aripioara ondulată prezintă un interes special pentru producția din cadrul RAAL. În marea majoritate răcitoarele din producția RAAL sunt construite folosind un model modificat al acestora. Modificarea constă în introducerea unor zone drepte la intrarea și ieșirea aerului din aripioară (figura 13). Aceste zone drepte s-au introdus în urma studiului realizat de Ilieș [97] asupra efectului de intrare, prin care s-a arătat importanța unghiului de incidență asupra performanțelor termice și hidraulice ale acestuia – acesta introduce o cădere de presiune suplimentară la valori mari ale acestuia – dar și datorită cercetărilor numerice realizate [98] și care au dus la concluzia că zona dreaptă de la intrare și ieșire crește performanțele acestei aripioare ondulate cu capete drepte (AOcd). Valoarea porțiunii drepte fiind fixată la 5 mm din considerente constructive – cele două zone drepte adunate reprezintă un pas longitudinal de 10 mm fix la rândul său.



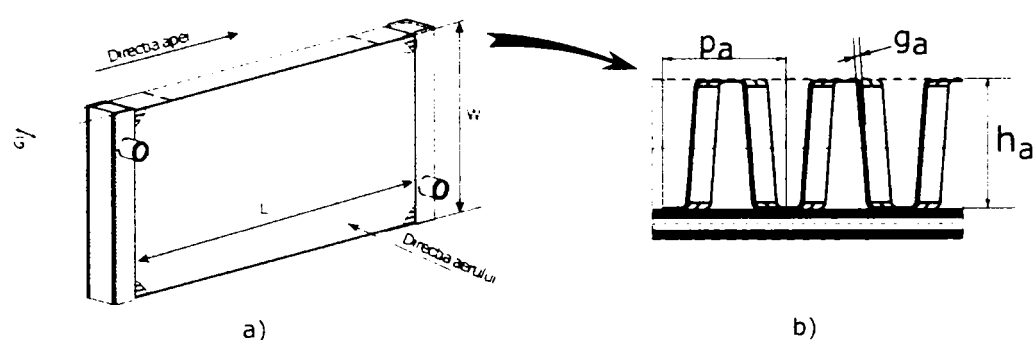
**Fig. 13 Structura pe aer a răcitoarelor de test: a) secțiune frontală, b) secțiune laterală, c) secțiune aripioară**

Deoarece schimbul termic convectiv este un fenomen foarte complex, acesta implicând cunoașterea în detaliu a curgerii prin diferite pasaje geometrice complexe. În aplicațiile practice, soluțiile ecuațiilor de curgere Navier-Stokes nu au o formă analitică. O soluție pentru determinarea performanțelor aripioarelor fiind analiza experimentală, prin determinarea coeficienților ecuațiilor generale de forma (4.1) [9], [23] rezultate prin aplicarea teoremei  $\Pi$ .

$$Nu = n \cdot Re^b \cdot Pr^c \prod_{i=h,p,g} F_i^{d_i}$$

$$f = e \cdot Re^j \prod_{i=h,p,g} F_i^{k_i}$$
(4.1)

Termenii  $n$ ,  $b$ ,  $c$ ,  $d_i$ ,  $e$ ,  $j$ ,  $k_i$  fiind coeficienții ce trebuie determinați pe cale experimentală iar  $h$ ,  $p$ ,  $g$  sunt caracteristicile geometrice ale aripioarei de aer așa cum sunt schițate în figura 13; iar  $F_i$  sunt factori adimensionali a caracteristicilor geometrice ce vor fi definiți în cele ce urmează.



**Fig. 14. Schița radiatoarelor de apă răcite cu aer a) răcitorul complet b) detaliu al aripioarelor**

În vederea ridicării curbelor experimentale pentru performanțele termice reprezentate prin numărul Nusselt ( $Nu$ ), și a performanțelor hidraulice reprezentate prin coeficientul de frecare ( $f$ ) s-au folosit un număr de 17 răcitoare de apă cu parametrii din figura 13 și 14.b diferiți și enumerați în tabelul 3.

**Tabel 3 Structura răcitoarelor de test**

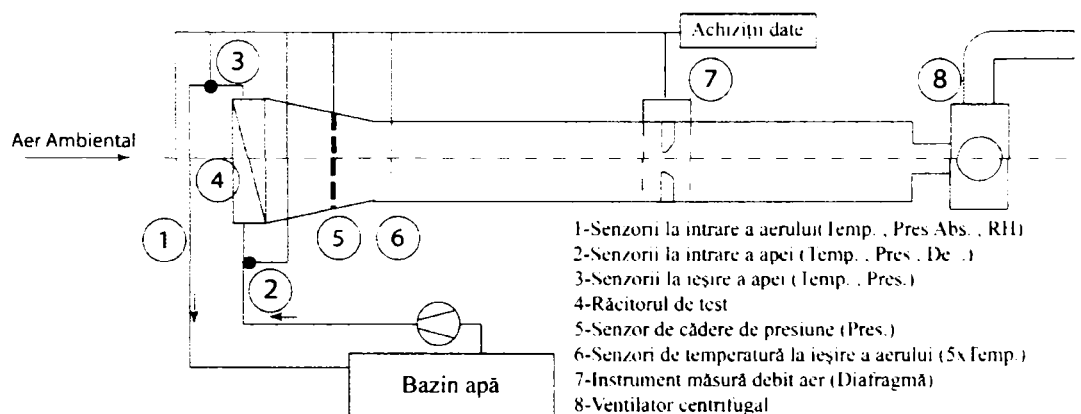
Index	G [mm]	pa [mm]	ha [mm]	pl [mm]	Amplit [mm]	ga [mm]	np
1	140	8	9.8	10	1.7	0.2	13
2	140	8	8.8	10	1.7	0.2	13
3	140	8	10.8	10	1.7	0.2	13
4	140	5	8.8	10	1.7	0.14	13
5	140	5	9.8	10	1.7	0.14	13
6	140	5	10.8	10	1.7	0.14	13
7	140	5	11.8	10	1.7	0.14	13
8	70	6.5	8.8	10	1.7	0.14	6
9	70	6.5	9.8	10	1.7	0.14	6
10	70	6.5	10.8	10	1.7	0.14	6
11	70	6.5	11.8	10	1.7	0.14	6

Index	G [mm]	pa [mm]	ha [mm]	pl [mm]	Amplit [mm]	ga [mm]	np
12	140	5	8.8	10	1.7	0.2	13
13	140	5	9.8	10	1.7	0.2	13
14	140	5	10.8	10	1.7	0.2	13
15	140	5	11.8	10	1.7	0.2	13
16	140	8	11.8	10	1.7	0.2	13
17	160	5	9.8	10	1.7	0.2	15

Măsurătorile au fost efectuate pe unul din cele două standuri de măsurători existente la laboratorul de testare termică, hidraulică și mecanică din cadrul companiei RAAL. Standul este prezentat în figura 16 și a cărui schemă de principiu este prezentată în figura 15.

#### 4.1 Aparatura folosită și metoda de testare

Standul de testare, a cărui schemă de principiu este prezentată în figura 15, se folosește de aerul atmosferic care este absorbit, cu ajutorul unui ventilator cu turație variabilă (8), prin răcitorul de test (4) în interiorul conductei de aer. Tunelul fiind izolat termic față de exterior în vederea minimizării pierderilor de căldură cu mediul ambiant. Puterea de 55 kW a ventilatorului, 8, ne permite atingerea unor valori ale vitezei aerului prin răcitor, în funcție de dimensiunile acestuia, de până la 16 m/s.

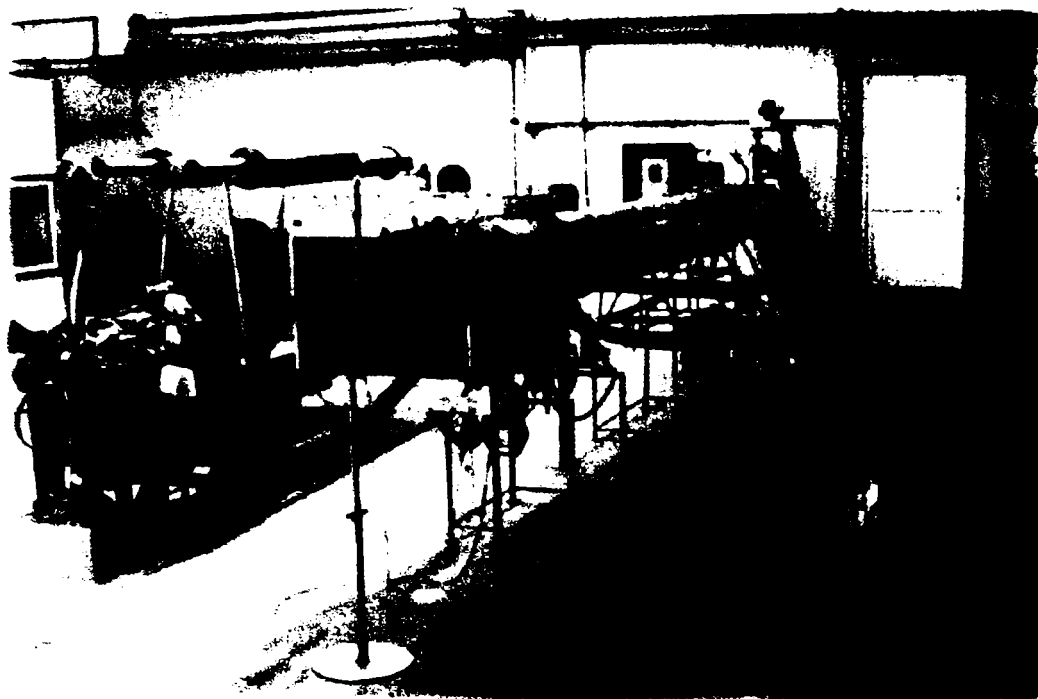


**Fig. 15 Schița de principiu a standului de testare**

Înainte de intrarea în răcitor (1), la aproximativ 200 mm sunt poziționați senzorii de temperatură, de umiditate relativă, și de presiune absolută, pentru a determina starea inițială a aerului. Starea finală, după răcitor, a aerului este determinată cu ajutorul unei rețele de termocuplu de tip K (5), și un senzor de presiune diferențială, (6) – prizele de presiune la tunel fiind 4 la număr și poziționate



echidistant pe circumferința tunelului. Debitul de aer se determină cu ajutorul unei diafragme (7) în conformitate cu EN ISO 5167-2 [99]



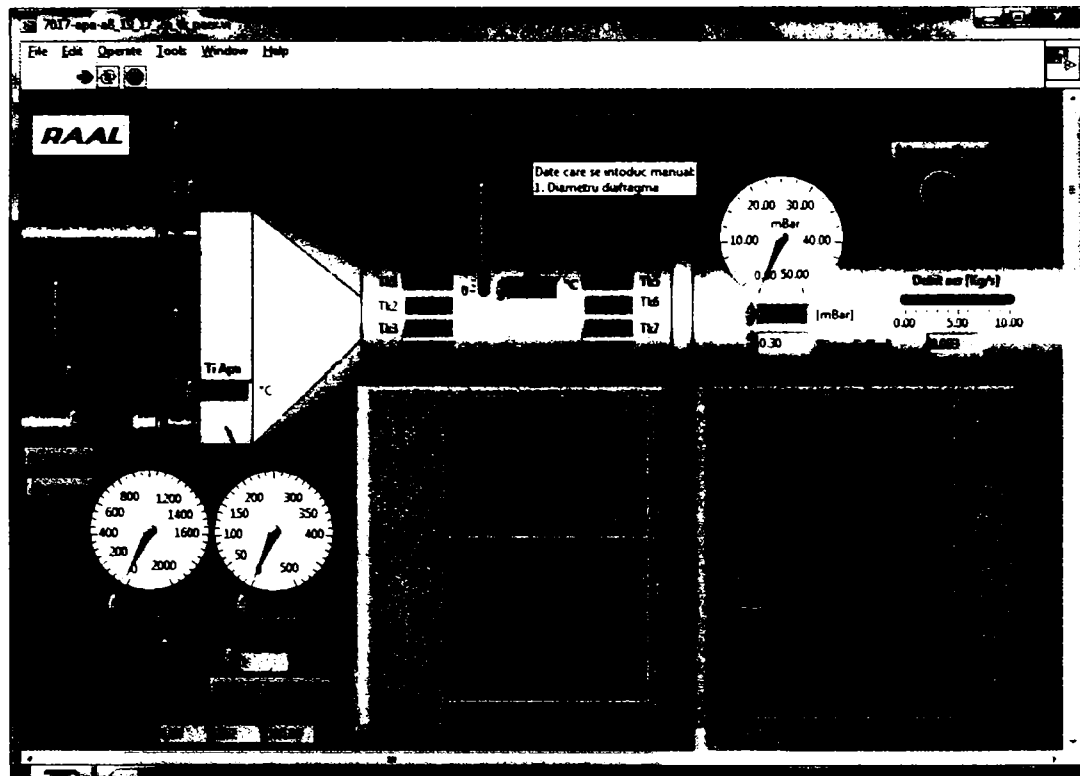
**Fig. 16 Imagine a standului de măsurători din cadrul RAAL**

Pe partea de lichid răcitorul este racordat la un circuit închis compus dintr-un bazin cu o capacitate de 1000 kg de apă, care se comportă asemenea unui rezervor termic și o pompă de recirculare care poate dezvolta debite ce duc la o curgere, în interiorul răcitorului de test, în domeniul turbulent ( $Re \sim 10^4$ )

Stările apei la intrarea (2) și ieșirea (3) din răcitor, sunt determinate cu ajutorul a două termorezistențe PT 100 de înaltă precizie, și a unui senzor de presiune diferențială. Debitul apei este măsurat cu ajutorul unui debitmetru magnetic PROMAG 55 având o precizie de măsurare de 0.5 – 1%.

Toate aceste informații sunt achiziționate automat folosind module de achiziție și a softului dezvoltat în cadrul companiei RAAL S.A, prezentat în figura 16 care prelucrează datele și le salvează fișiere Excel într-un format convenabil prelucrării ulterioare.

Prin modificarea turației ventilatorului și a turației pompei de apă se stabilește regimul de funcționare dorit. Deoarece măsurătorile se realizează în condiții staționare, sistemul compus din răcitor și ansamblul de instrumente de măsură are nevoie de un timp de stabilizare [100] determinat prin observarea variației temperaturilor de intrare și ieșire, dar și a debitelor fluidelor.



**Fig. 17** Captură ecran achiziție date

Determinarea regimului de funcționare staționar este stabilită prin îndeplinirea a două condiții:

- variația temperaturilor nu trebuie să depășească în medie 1.5 °C/min pe partea de aer și 0.5 °C/min pe partea de apă
- bilanțul termic, calculat cu relația (4.2), nu trebuie să aibă o eroare mai mare de 5% [82, 83]

$$\left| \frac{\dot{Q}_h - \dot{Q}_c}{\bar{Q}} \right| \times 100 \leq 5\%; \quad \bar{Q} = 0.5 \times (\dot{Q}_h + \dot{Q}_c) \quad (4.2)$$

Repetarea măsurărilor pentru fiecare punct de funcționare de 5 -10 ori într-un interval de 2 min ne asigură îndeplinirea primei condiții de stabilitate dar și posibilitatea estimării incertitudinilor de măsurare [103] tratate în detaliu în A1

Pentru determinarea formelor analitice ale relațiilor criteriale s-a măsurat fiecare răcitor în 30-50 puncte de funcționare distincte rezultând peste 760 puncte de măsură pentru toate răcitoarele testate

## 4.2 Prelucrarea datelor experimentale

Folosind metoda  $\epsilon$ -NTU, prezentată în detaliu în secțiunea 3.1.2, datele de măsurare se pot prelucra pentru a determina coeficientul global de schimb termic al răcitorului. Astfel, considerând  $\bar{Q}$  fluxul mediu schimbat de cele două fluide, definit în (4.2) împreună cu (3.9) se poate scrie:

$$\epsilon = \frac{\bar{Q}}{C_{aer}(T_h^i - T_c^i)}$$

Folosind ecuația (3.17), pentru curgerea încrucișată cu ambele fluide neamestecate<sup>1</sup>, putem determina rezistența termică totală a schimbătorului în punctul de funcționare:

$$R_t = \frac{1}{K \cdot A} \quad (4.3)$$

Rescriind ecuația (3.3) folosind rezistențele termice, vom obține o ecuație de forma:

$$R_t = R_a + R_p + R_w \quad (4.4)$$

cu rezistența termică a aerului  $R_a$ , rezistența termică a apei  $R_w$  și rezistența termică a peretelui despărțitor  $R_p$  având expresiile:

$$R_a = \frac{1}{\alpha_a \cdot \eta_a \cdot A_a} \quad (4.5)$$

$$R_p = \frac{\delta_p}{\lambda_p \cdot A_p} \quad (4.6)$$

$$R_w = \frac{1}{\alpha_w \cdot A_w} \quad (4.7)$$

rescriind ecuația (4.3) sub forma:

$$R_a = R_t - (R_p + R_w) \quad (4.8)$$

putem afla rezistența termică pe aer  $R_a$  în funcție de rezistența termică totală  $R_t$  de rezistența termică a apei  $R_w$  și de rezistența termică a peretelui despărțitor  $R_p$ . La o analiză dimensională a ecuației (4.8) pentru un schimbător de căldură realizat din aluminiu obținem o rezistență termică a peretelui de Al de ordinul  $10^{-5}$  [K/W] iar pentru apa și aer obținem o rezistență termică de ordinul  $10^{-2}$  -  $10^{-3}$  [K/W], acest calcul fiind detaliat în A2. Din aceste mărimi se poate observa faptul că rezistența

<sup>1</sup> Pentru acest tip de curgere nu există o formă analitică și prin urmare a fost rezolvat numeric cu metoda brentq. Codul sursă se găsește în A3 listingul 1

### 37 Studiul experimental al aripioarei ondulate cu capete drepte 4

termică peretelui este neglijabilă, în raport cu celelalte rezistențe termice, aceasta având o rezistență termică cu 2 ordine de mărime mai mică decât cea a aerului și cu cel puțin ordin de mărime mai mică decât cea a apei. Prin urmare rezistența termică a aerului se poate scrie de forma (4.9)

$$R_a = R_t - R_w \quad (4.9)$$

Pentru calcularea rezistenței termice pe apa s-au folosit relațiile criteriale pentru curgerea într-un canal dreptunghiular în funcție de regimul de curgere: ecuația (4.10) pentru regimul de tranziție [104], și ecuația (4.11) pentru regimul turbulent [105]

$$Nu = 0.04 \left( Re^{\frac{2}{3}} - 160 \right) \cdot Pr^{1.5} \cdot \left[ 1 + \left( \frac{D_e}{L} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \cdot \left( \frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.11} \quad \text{cu } 2500 < Re < 7500 \quad (4.10)$$

$$Nu = \frac{\left( \frac{f}{8} \right) (Re - 1000) Pr \cdot \left( \frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.11}}{1 + 12.7 \left( \frac{f}{8} \right)^{0.5} (Pr^{2/3} - 1)} \quad \text{cu } 7500 \leq Re < 5 \times 10^6 \quad (4.11)$$

$$f = (0.790 \ln Re - 1.64)^{-2}$$

Combinând expresiile (4.5) și (4.9) obținem expresia coeficientului de schimb termic convectiv pentru aer:

$$\eta_a(\alpha_a) \cdot \alpha_a = \frac{1}{(R_t - R_w) \cdot A_a} \quad (4.12)$$

Ecuția (4.12) fiind neliniară în necunoscuta  $\alpha_a$ , calcularea coeficientului de convecție aerului se poate realiza prin metoda dezvoltării în serie Taylor a eficienței  $\eta_a$  a aripioarei [23] sau prin metoda numerică brentq [96]. În această lucrare s-a decis folosirea celui de al doilea procedeu, cel numeric, descris mai în detaliu în A3 în listingul 2.

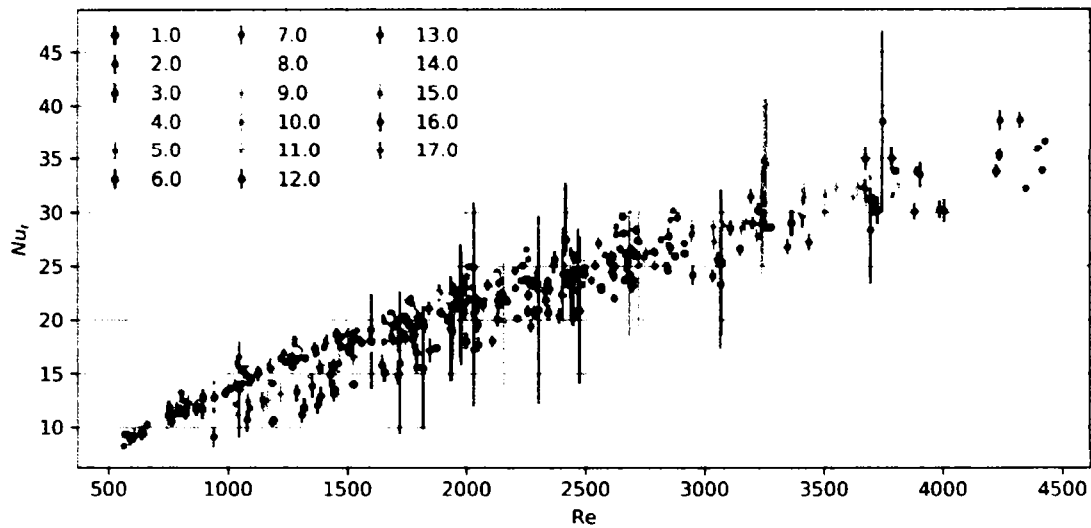
Având coeficientul de convecție pe aer, se poate calcula numărul Nusselt în funcție de numărul Reynolds pe tot domeniul de măsură

Procedeul pentru calcul coeficientului de frecare pentru structura de aer este unul simplu, fiind nevoie doar de calcularea ecuației (4.13) [1,3]

$$c_f = \frac{A_c}{A_t} \left( \frac{2 \cdot \Delta p}{\rho \cdot v^2} - K_c - K_e \right) \quad (4.13)$$

Întregul procedeu, reprezentat de ecuațiile (4.3)-(4.13) sa repetat pentru fiecare punct de măsură al fiecărui răcitor din tabelul 3. Procesarea datelor s-a realizat automat folosind programe scrise în python și a căror coduri se pot consulta în A3.

### 4.3 Rezultatele experimentale

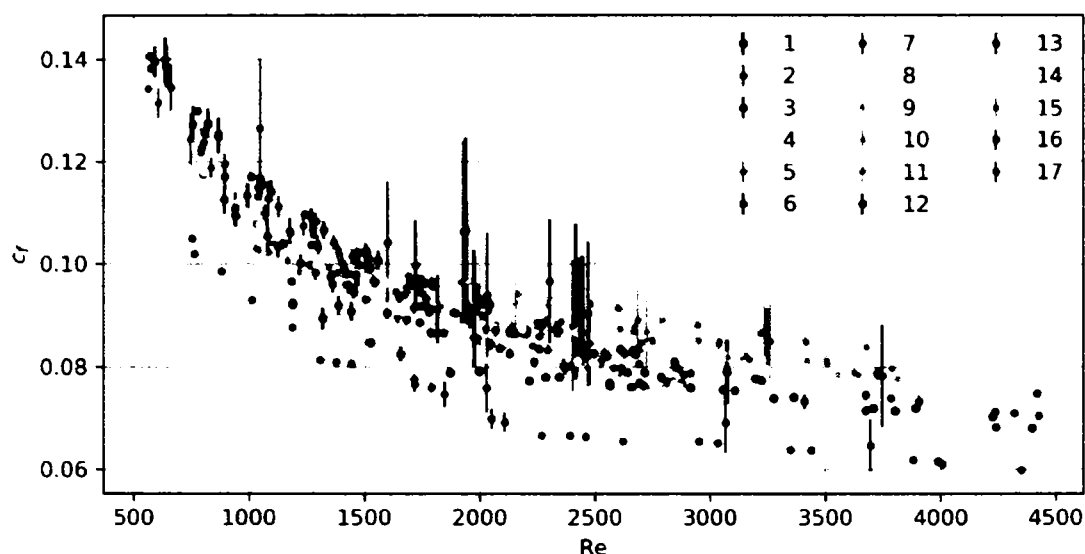


**Fig. 18 Numărul Nusselt în funcție de numărul Reynolds pentru toate structurile testate**

După prelucrarea datelor experimentale s-au obținut valorile pentru numărul Nusselt, și a coeficientului de frecare, prezentate pentru fiecare răcitor testat, în figurile 18 și 19.

Pornind de la modelul dat de ecuațiile (4.1) definiția parametrilor  $F_i$  trebuie făcută astfel încât aceștia să fie adimensionali și să fie reprezentativi pentru geometria aripioarei, astfel majoritatea parametrilor sunt definiți ca fiind raportul mărimii geometrice la diametrul hidraulic (4.14):

$$\begin{aligned}
 F_p &= \frac{p}{D_h} \\
 F_g &= \frac{g}{D_h} \\
 F_h &= \frac{h}{D_h} \\
 F_l &= \frac{G}{D_h}
 \end{aligned}
 \tag{4.14}$$



**Fig. 19 Coeficientul de frecare în funcție de numărul Reynolds pentru toate structurile testate**

Cu factorii definiți de (4.14) putem rescrie forma generală a ecuațiilor (4.1):

$$Nu = n_n \cdot Re^{b_1} \cdot Pr^{0.4} \cdot F_p^{b_2} \cdot F_h^{b_3} \cdot F_g^{b_4} \cdot F_l^{b_5} \cdot Pr^{0.4} \quad (4.15)$$

$$c_f = n_f \cdot Re^{c_1} \cdot F_p^{c_2} \cdot F_h^{c_3} \cdot F_g^{c_4} \quad (4.16)$$

Deoarece măsurătorile s-au realizat doar cu aer atmosferic într-un domeniu de temperaturi 20 – 80 °C nu avem o variație semnificativă a numărului Prandtl pentru a fi inclus în regresie<sup>1</sup>, astfel coeficientul pentru numărul Prandtl este luat din literatură ca fiind 0.4 iar relația (4.15) se poate scrie:

$$Nu_r = Nu/Pr^{0.4} = n_n \cdot Re^{b_1} \cdot F_p^{b_2} \cdot F_h^{b_3} \cdot F_g^{b_4} \cdot F_l^{b_5} \quad (4.17)$$

Cum ecuațiile (4.16) și (4.17) pot fi liniarizate prin aplicarea logaritmului, găsirea coeficienților  $b_i$  și  $c_i$  se poate realiza prin aplicarea regresiei liniare.

#### 4.3.1 Determinarea numărului Nusselt

Aplicând logaritmul expresiei (4.17) obținem o ecuație de forma (4.18):

$$\ln(Nu_r) = \ln(n_n) + b_1 \cdot \ln(Re) + \sum_{p,h,g,l} b_i \cdot \ln(F_i) \quad (4.18)$$

<sup>1</sup> Considerând toate punctele nr Pr are o variație de:  $0.7049 \pm 2 \times 0.00061$

Folosind metoda celor mai mici pătrate, implementată în pachetul *StatsModels* [106], pentru ecuația (4.18) aplicată la rezultatele experimentale obținem descrierea statistică a modelului din tabelul 4 pentru modelul inițial în care s-au folosit toți parametrii  $F_i$ .

**Tabel 4 Descrierea statistică a regresiei ecuației (4.18) pe modelul inițial**

Variabila:	$\ln(Nu_r)$	R <sup>2</sup> :	0.967
Modelul:	OLS	Adj. R <sup>2</sup> :	0.967
Metoda:	Least Squares	F-statistic:	2624.
Nr. Observații:	455	Prob (F-statistic):	0.00
Df Residuals:	449	Log-Likelihood:	647.15
Df Model:	5		

Interpretând valoarea  $R^2$ , ca fiind variația în variabila răspuns  $\ln(Nu_r)$  explicată de variația în variabilele  $\ln(F_i)$  ale modelului [106], aceasta ne indică cât de aproape aproximează modelul datele experimentale (o valoare de 1.0 fiind maximum posibil). De asemenea, valoarea testului statistic F ne arată că modelul regresiei este semnificativ.

**Tabel 5 Valoarea coeficienților pentru ecuația (4.18) pe modelul inițial**

	Factor	Coef.	$\Sigma$	t	p> t	[0.025	0.975]
$\ln(n_n)$		0.1341	0.442	0.303	0.762	-0.735	1.003
$b_1$	Re	0.7438	0.007	111.24	0.000	0.731	0.757
$b_2$	F <sub>p</sub>	-2.9591	0.545	-5.427	0.000	-4.031	1.888
$b_3$	F <sub>h</sub>	-0.4308	0.155	-2.781	0.006	-0.735	-0.126
$b_4$	F <sub>g</sub>	0.3518	0.045	7.853	0.000	0.264	0.440
$b_5$	F <sub>i</sub>	-0.0527	0.013	-4.215	0.000	-0.077	-0.028

Analizând tabelul 5, se poate observa că în coloana p -probabilitatea ca valoarea să fie aleatorie – găsim 1 factor pentru care  $p > 0.05$ , deci conform cu [106] se poate afirma că acest factor nu este relevant pentru nivelul de încredere de 95% și poate fi neglijat – aproximat cu valoarea 1. În continuare, dacă analizăm coeficientul factorului  $F_i$ , se poate observa valoare mică și eroarea mare a acestuia ceea ce ne permite aproximarea lui cu valoarea 0.

Prin eliminările factorului  $F_i$  și a coeficientului  $\ln(n_n)$  din modelul (4.18) obținem un model cu un număr de 4 parametri față de cei 6 inițiali:

$$\ln(Nu_r) = b_1 \cdot \ln(Re) + \sum_{p,g,h} b_i \cdot \ln(F_i) \quad (4.19)$$

**Tabel 6 Descrierea statistică a regresiei ecuației (4.19)**

Variabila:	$\ln(Nu_r)$	R <sup>2</sup> :	1
Modelul:	OLS	Adj. R <sup>2</sup> :	1

41 Studiul experimental al aripioarei ondulate cu capete drepte 4

<b>Metoda:</b>	Least Squares	F-statistic:	$3.156 \times 10^4$
<b>Nr. Observații:</b>	455	Prob (F-statistic):	0.00
<b>Df Residuals:</b>	451	Log-Likelihood:	638.23
<b>Df Model:</b>	4		

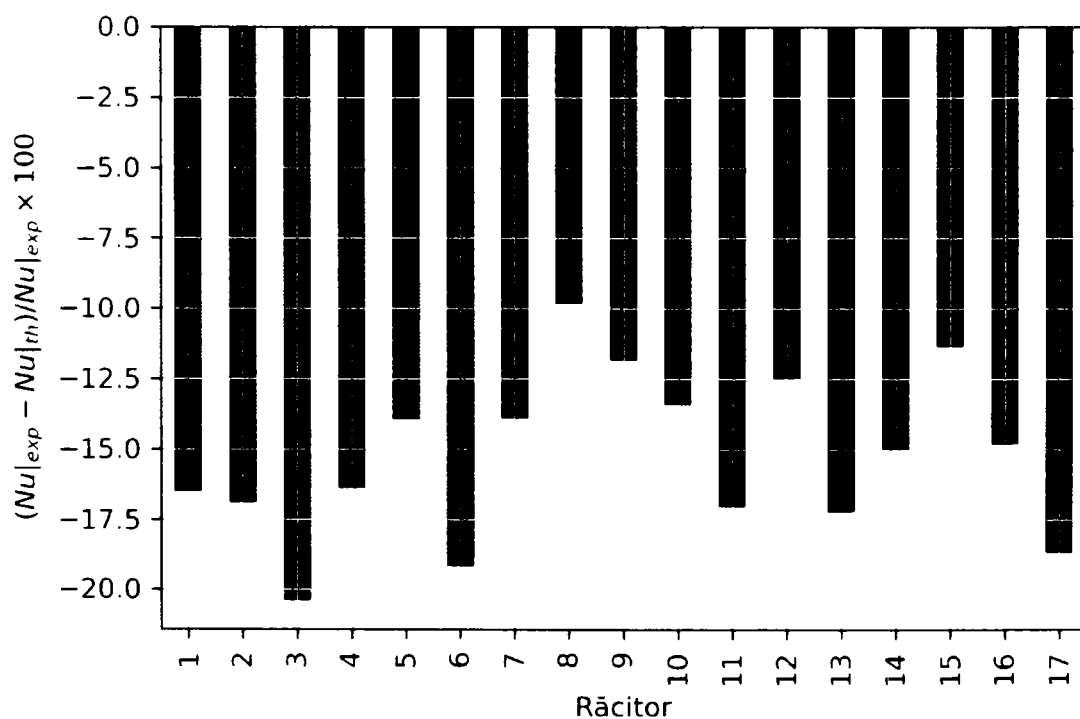
Modificările făcute aduc valoarea  $R^2$  la valoarea maximă după cum se poate observa din tabelul 6.

**Tabel 7 Valoarea coeficienților pentru ecuația (4.19)**

	Factor	Coef.	$\sigma$	t	p> t	[0.025	0.975]
<b>b<sub>1</sub></b>	Re	0.7477	0.007	111.396	0.000	0.735	0.761
<b>b<sub>2</sub></b>	$F_{\omega}$	-3.2650	0.097	-33.809	0.000	-3.455	-3.075
<b>b<sub>4</sub></b>	$F_{\omega}$	-0.5456	0.021	-26.445	0.000	-0.586	-0.505
<b>b<sub>5</sub></b>	$F_{\omega}$	0.3140	0.011	28.055	0.000	0.292	0.336

Folosind coeficienții din tabelul 13 obținem următoarea expresie pentru ecuația criterială a schimbului termic:

$$Nu_c = Re^{0.7477 \cdot 0.007} F_{\omega}^{-3.2650 \cdot 0.097} F_{\omega}^{-0.5456 \cdot 0.021} F_{\omega}^{0.3140 \cdot 0.011} \quad (4.20)$$



**Fig. 20 Abaterea medie relativă între ecuația (4.20) și valorile experimentale**

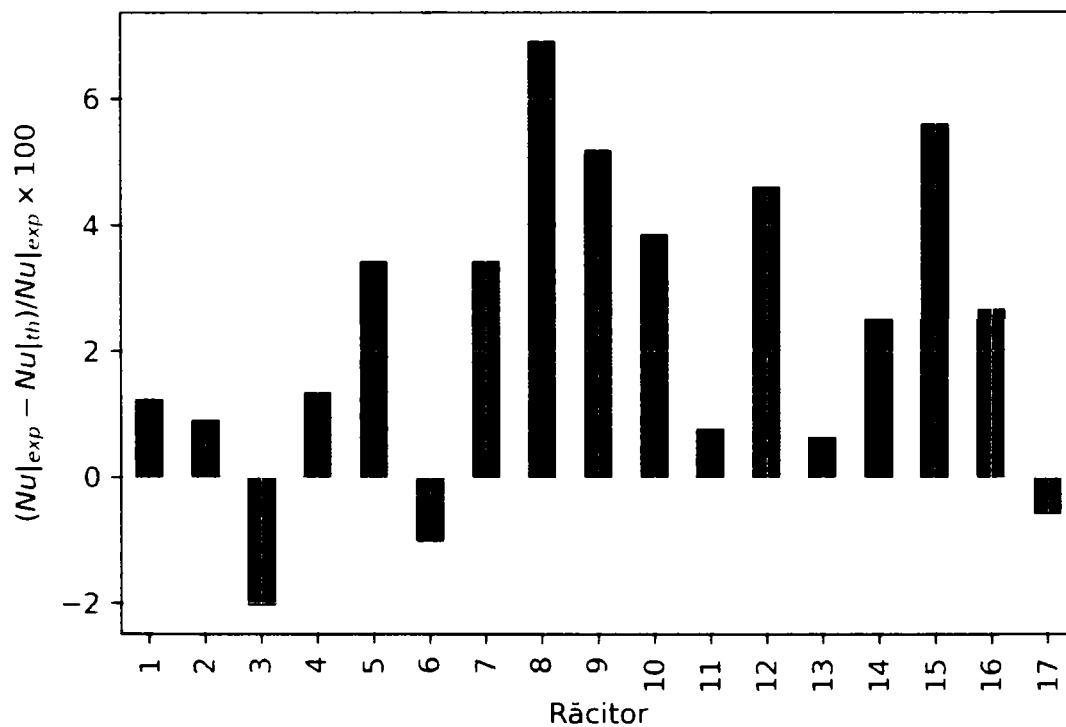


La aplicarea ecuației (4.20) asupra punctelor experimentale după cum se poate observa din figura 20, aceasta supraestimează valoarea lui  $Nu$ , în medie cu 15.25%.

Prin introducerea unui factor de corecție de  $1 - 0.1524 = 0.848$  putem obține ecuația finală pentru schimbul termic

$$Nu_p = 0.848 Re^{0.7550014} Pr^{0.4271018} E_1^{0.0570009} E_2^{0.1110022} \quad (4.21)$$

Incertitudinea coeficienților din expresia (4.21) s-au prezentat la o încredere de  $2 \times \sigma$ , adică de 95%. Aproximarea punctelor experimentale de către modelul de mai sus sunt prezentate în A4 și sunt rezumate în figura 21. Pe toate punctele experimentale deviația medie înregistrată de model, este de 2.3% cu o deviație maximă de 6.3% înregistrată pe răcitorul de test 8.



**Fig. 21 Abaterea medie relativă a modelului (4.21) față de valorile experimentale**

Acest model – dat de ecuația (4.21) – aproximează 97% din punctele experimentale într-un domeniu de  $\pm 15\%$  cum se poate observa din figura 22.

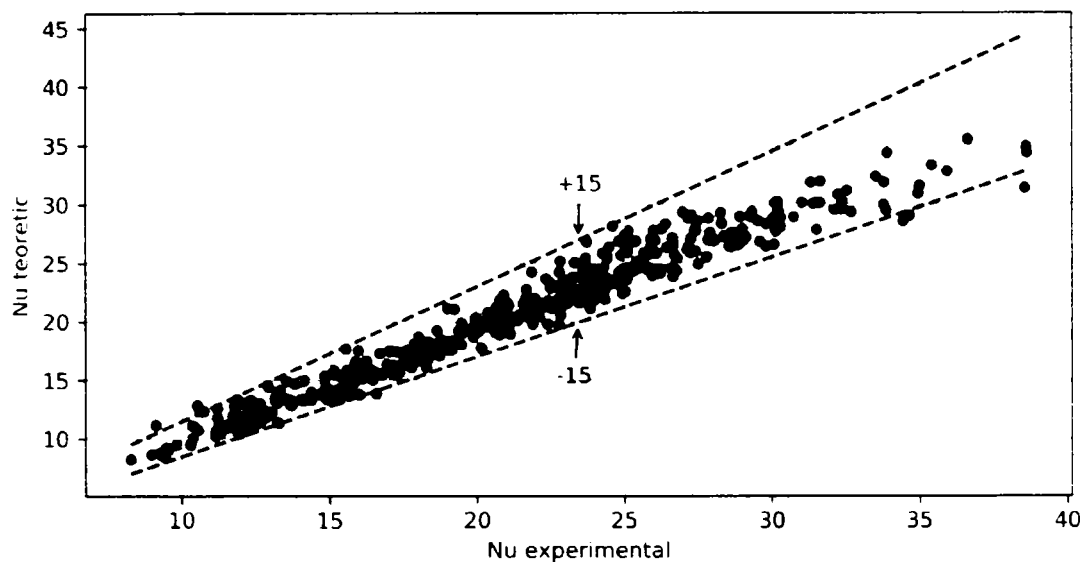


Fig. 22 Eroarea față de măsurători a schimbului termic

#### 4.3.2 Determinarea coeficientului de frecare

Pentru determinarea coeficientului de frecare s-a procedat într-un mod similar secțiunii precedente. Expresia (4.16) s-a liniarizat prin aplicarea logaritmului, și s-a obținut:

$$\ln(c_f) = \ln(n_s) + c_1 \cdot \ln(Re) + \sum_{i=1,2,3} c_i \cdot \ln(F_i) \quad (4.22)$$

Prin aplicarea aceleiași metode de regresie liniară s-a obținut modelul a căror rezultate sunt prezentate în tabelele 8 și 9:

Tabel 8 Descrierea statistică a regresiei ecuației (4.22)

<b>Variabila:</b>	$\ln(c_f)$	<b>R<sup>2</sup>:</b>	<b>0.828</b>
<b>Modelul:</b>	OLS	Adj. R <sup>2</sup> :	0.827
<b>Metoda:</b>	Least Squares	F-statistic:	542.9
<b>Nr. Observații:</b>	455	Prob (F-statistic):	0.00
<b>Df Residuals:</b>	450	Log-Likelihood:	612.49
<b>Df Model:</b>	4		

Din tabelul 8 se poate observa că aproximarea rezultatelor experimentale este foarte bună iar faptul că statistica F este mare înseamnă că acest model este unul relevant. **Tabel 9 Valoarea coeficienților pentru ecuația (4.22)**

Factor	Coef.	$\sigma$	t	p> t	[0.025 0.975]
--------	-------	----------	---	------	---------------

<b>ln(<math>n_f</math>)</b>		1.4477	0.470	3.082	0.002	0.525	2.371
<b>C<sub>1</sub></b>	Re	-0.2822	0.007	-39.569	0.000	-0.296	-0.268
<b>C<sub>2</sub></b>	F <sub>p</sub>	-3.1222	0.587	-5.315	0.000	-4.277	-1.968
<b>C<sub>3</sub></b>	F <sub>h</sub>	-0.6904	0.167	-4.146	0.000	-1.018	-0.363
<b>C<sub>4</sub></b>	F <sub>g</sub>	0.0895	0.046	1.939	0.053	-0.001	0.180

Consultarea tabelului de valori 9, ne arată că toți factorii sunt relevanți la o confidentă de 95% și ne dau expresia analitică:

$$c_f = (4.253 \pm 1.998) \cdot Re^{-0.2822 \pm 0.007} \cdot F_p^{-3.1222 \pm 0.587} \cdot F_h^{-0.6904 \pm 0.167} \cdot F_g^{0.0895 \pm 0.046} \quad (4.23)$$

Problema cu expresia (4.23) sunt erorile cu care se calculează coeficienții care sunt mari. Pentru a reduce erorile coeficienților vom încerca un alt model în care termenul liber, va fi considerat  $n_f = 1$ .

După aplicarea regresiei, cu noul model, s-au găsit rezultatele din tabellele 10 și 11 de mai jos:

**Tabel 10 Descrierea statistică a regresiei ecuației (4.22)  $n_f = 1$**

<b>Variabila:</b>	$\ln(c_f)$	<b>R<sup>2</sup>:</b>	<b>0.999</b>
<b>Modelul:</b>	OLS	Adj. R <sup>2</sup> :	0.999
<b>Metoda:</b>	Least Squares	F-statistic:	$1.7(7) \times 10^5$
<b>Nr. Observații:</b>	455	Prob (F-statistic):	0.00
<b>Df Residuals:</b>	451	Log-Likelihood:	607.74
<b>Df Model:</b>	4		

Din tabelul 10 se poate observa că în acest caz avem o aproximare mult mai bună a rezultatelor experimentale, valoarea reziduală R<sup>2</sup> fiind aproape maximă.

**Tabel 11 Valoarea coeficienților pentru ecuația (4.22)  $n_f = 1$**

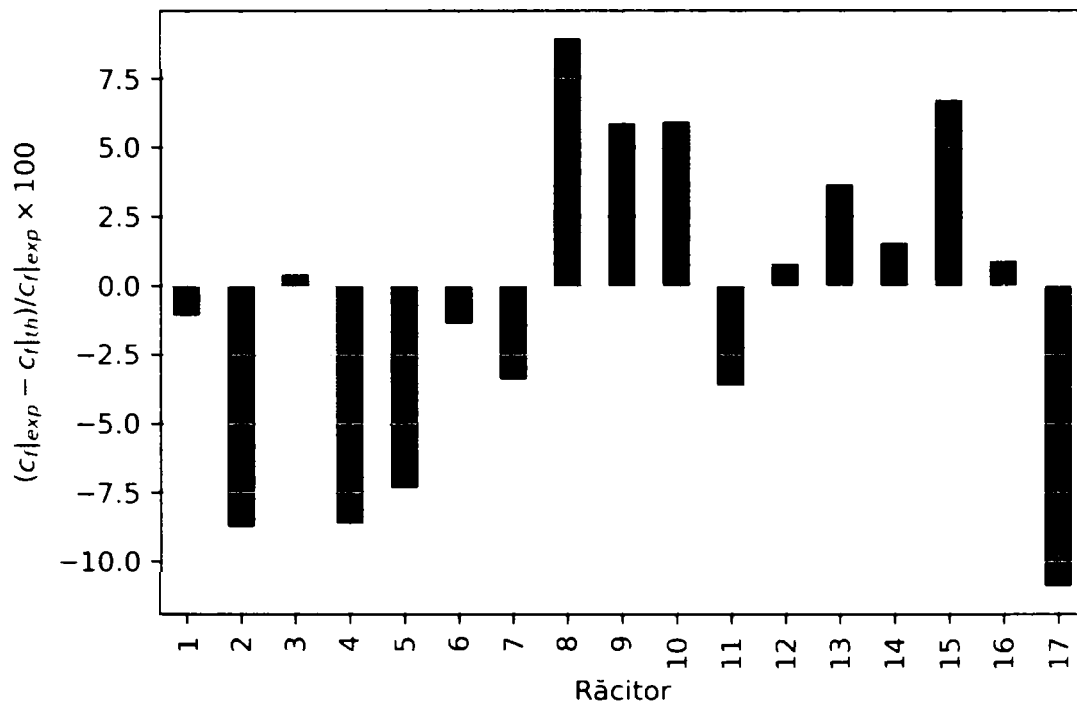
	Factor	Coef.	$\sigma$	t	p> t	[0.025	0.975]
<b>ln(<math>n_f</math>)</b>		1	0	-----	-----	-----	-----
<b>C<sub>1</sub></b>	Re	-0.2805	0.007	-39.083	0.000	-0.295	-0.266
<b>C<sub>2</sub></b>	F <sub>p</sub>	-1.3391	0.103	-12.967	0.000	-1.542	-1.136
<b>C<sub>3</sub></b>	F <sub>h</sub>	-0.1816	0.022	-8.232	0.000	-0.225	-0.138
<b>C<sub>4</sub></b>	F <sub>g</sub>	-0.0480	0.012	-4.008	0.000	-0.071	-0.024

Folosind coeficienții din tabelul 11 se obține expresia analitică finală pentru coeficientul de frecare:

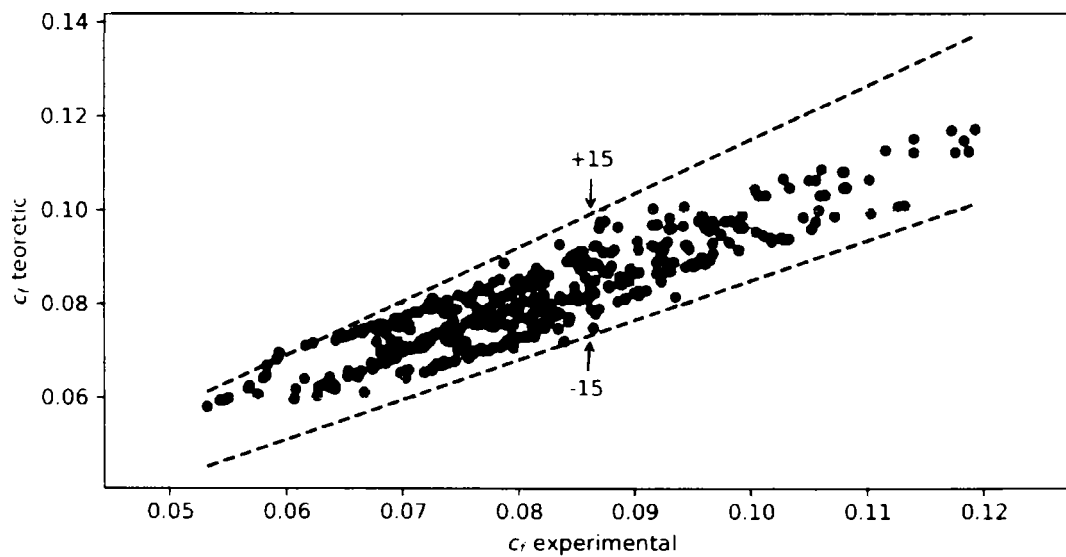
$$c_f = 1.0 \cdot Re^{-0.28 \pm 0.007} \cdot F_p^{-1.34 \pm 0.10} \cdot F_h^{-0.18 \pm 0.022} \cdot F_g^{-0.048 \pm 0.012} \quad (4.24)$$

Expresia (4.24) aproximează punctele experimentale cu o deviație medie de -0.6%, și o deviație maximă de -10.9% înregistrată pe răcitorul de test 17, așa cum

se poate observa din figura 23 de mai jos. Diferențele între datele experimentale și expresia analitică (4.24) sunt prezentate în detaliu în A4.



**Fig. 23 Diferența medie relativă a ecuației față de rezultatele experimentale**



**Fig. 24 Eroarea față de măsurători a coeficientului de frecare**

Modelul (4.24) aproximează 99% dintre punctele de măsură într-un interval de  $\pm 15\%$  așa cum reiese din figura 24.

#### 4.4 Concluzii și interpretări

Pe baza rezultatelor experimentale, obținute pe un număr de 17 răcitoare, s-au determinat expresiile analitice ale performanțelor termice și hidraulice a nervurilor ondulate cu capete drepte. În conformitate cu datele experimentale domeniul de valabilitate a ecuațiilor (4.21) și (4.24) obținute este prezentat în tabelul 12.

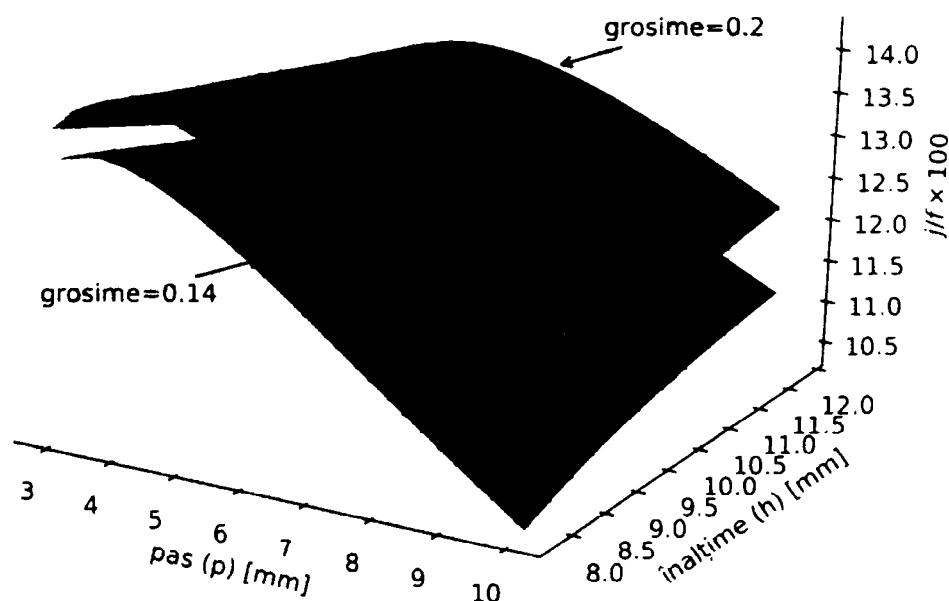
**Tabel 12 Domeniul de valabilitate al ecuațiilor criteriale**

Parametrul	Domeniul
Re	[560, 5400]
$F_D$	[1.25, 1.62]
$F_h$	[1.43, 3.86]
$F_g$	[0.028, 0.055]

Pentru studiul performanțelor nervurii ondulate cu capete drepte s-a apelat la criteriile de evaluare a performanțelor definite în secțiunea 2.6. Analizând performanțele cu ajutorul raportului  $j/f$  obținem ecuația de forma:

$$j/f = 0,848 Re^{-0,0001} F_D^{-0,0001} F_h^{-0,0001} F_g^{-0,0001} p^{0,0001} h^{0,0001} \quad (4.25)$$

O primă observație care se poate trage din ecuația (4.25) este aceea că are aceasta o dependență slabă de modul de curgere – exponentul lui Re este foarte apropiat de zero iar incertitudinea acestuia este comparabilă cu cea a valorii sale. Deci, acest raport depinde aproape exclusiv de parametrii geometrici ai structurii.



**fig. 25 Factorul  $j/f$  în funcție de înălțime și pas**

47 Studiul experimental al aripioarei ondulate cu capete drepte 4

Factorii geometrici  $F_p$ ,  $F_h$  și  $F_g$  definiți de ecuațiile (4.14) depind de toți parametrii geometrici ( $p$ ,  $h$ ,  $g$ ). Din această cauză, studiul individual al acestora nu ne va da o imagine de ansamblu – interacțiunile dintre factori neputând fi luate în calcul. Interacțiunea dintre factorii geometrici  $F_p$ ,  $F_h$  și  $F_g$  se poate observa în figura 25 unde s-a realizat un grafic 3D al funcției date de (4.25). Din figura 25 se poate observa faptul că grosimea aripioarei are un efect net pozitiv, funcția  $j/f$  crește cu grosimea nervurii. După cum se observă, suprafețele generate de parametrii geometrici precum pasul și înălțimea prezintă zone de maxim, ceea ce ne permite determinarea unor combinații ai acestor parametrii care să ducă la o eficiență maximă după cum se poate observa și din figura 26 unde este prezentat un grafic pe contur al funcției  $j/f$ .

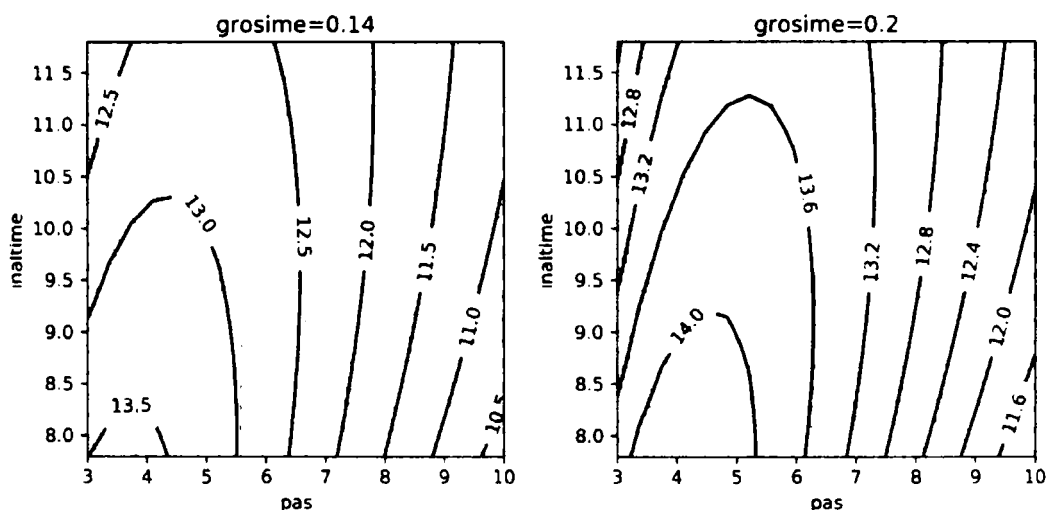


Fig. 26 Graficul pe contur al funcției  $j/f$ .

În figura 26 se prezintă și gradientul funcției  $j/f$  prin săgeți. Aceste săgeți reprezintă un mod vizual foarte bun în observarea direcției de modificare a parametrilor geometrici pentru a obține performanțe crescute ale acestei nervuri.

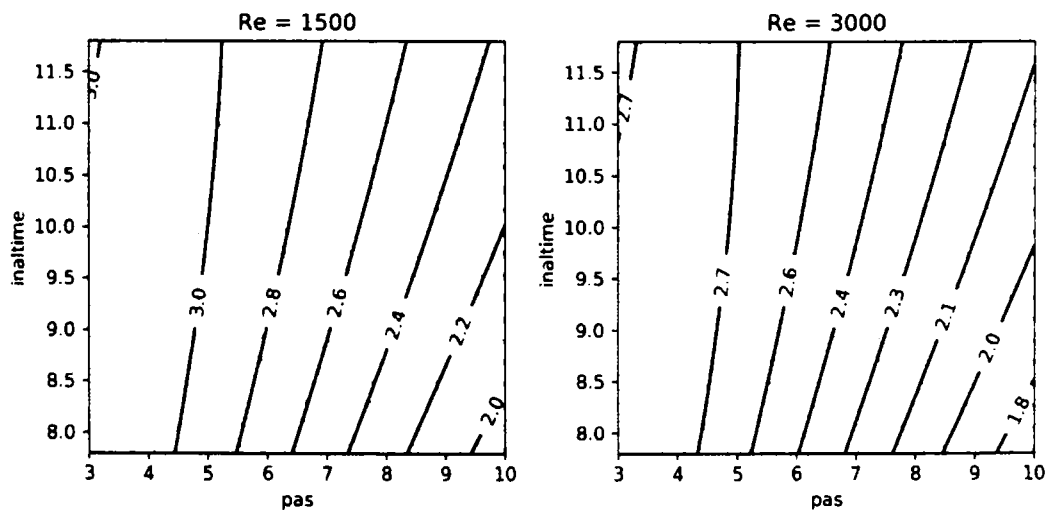


Fig. 27 Graficul pe contur al funcției  $j/f^{1/3}$

La analiza performanțelor nervurii cu ajutorul *criteriului de eficiență volumică* concluziile de mai sus nu se modifică, după cum reiese din figura 27, decât în cazul numărului Reynolds. După cum se poate observa din (4.26), acest criteriu are o dependență ce nu mai poate fi neglijată cu numărul Reynolds.

$$j/f^{1/3} = 0.848 Re^{-0.16 \pm 0.014} F_p^{-2.82 \pm 0.14} F_h^{-0.49 \pm 0.03} F_u^{0.33 \pm 0.022} p_r^{0.067} \quad (4.26)$$

Din figura 27 se poate observa că dependența față de pasul nervurii este mult mai mare raportată la restul parametrilor geometrici. Totuși în acest caz performanțele nervurii trebuie analizate și prin prisma curgerii.

Formulele determinate în acest capitol permit validarea modelelor numerice prezentate în lucrare, dar de asemenea permit și realizarea unui program de optimizare a răcitoarelor construite cu acest tip de nervuri ondulate cu capete drepte.





## 5. Studiul numeric al aripioarei ondulate cu capete drepte

În capitolul precedent s-au determinat experimental ecuațiile criteriale pentru aripioara ondulată cu capete drepte, în funcție de mai mulți parametrii geometrici. Totuși, există unii parametri pentru care modificările sunt mult mai greu de realizat (ex: modificarea pasului longitudinal  $p_l$  sau capătul drept  $L_d$  vezi figura 13) fiind necesară o reproiectare a sculelor și a mașinilor care produc această aripioară. Pentru a putea evalua performanțele pe care o astfel de modificare le-ar putea aduce, cel mai eficient mod din punct de vedere al costurilor și al timpului este testarea numerică a noii geometrii și analiza acestor rezultate. Testarea numerică în cazul de față constă în simularea curgerii cuplată cu schimbul termic, CFD<sup>1</sup>, folosind programe specializate.

Procedeul CFD nu este unul nou, acesta existând de la mijlocul secolului trecut din 1960. La început rularea unui model se putea face doar pe ferme<sup>2</sup> de calculatoare specializate, puterea de calcul fiind redusă. Dar, cu evoluția calculatoarelor s-a ajuns în situația în care se pot realiza simulări folosind desktop mai puternic. Creșterea puterii de calcul a calculatoarelor personale a făcut posibilă cererea de software-uri din ce în ce mai prietenoase cu utilizatorul. Astfel la ora actuală există un număr foarte mare de soluții pentru CFD. Printre aceste soluții trebuie amintite: soluția celor de la Ansys [107] ca fiind cea mai completă dar și cea mai complexă soluție CFD comercială; OpenFOAM [108] o soluție open-source<sup>3</sup> pentru sisteme linux, Autodesk Simulation CFD [109] prima soluție comercială care acceptă realizarea simulărilor în cloud<sup>4</sup>, SimScale [110] o soluție exclusiv online -simularea și postprocesarea se face în browser fără a mai fi nevoie de instalarea pe computer; SolidWorks Flow Simulation [111] o soluție dedicată inginerilor. Fiecare din aceste soluții au avantaje și dezavantaje.

Datorită ușurinței în utilizare și a integrării deja existente în cadrul RAAL pentru studiile numerice din această lucrare s-a ales soluția celor de la SolidWorks.

### 5.1 CFD descriere

Analitic, fenomenele ce implică curgerea fluidelor sunt descrise de un sistem de ecuații diferențiale ce descriu conservarea masei, a impulsului și a energiei termice – pentru procesele ce implică și schimbul de căldură. Aceste ecuații sunt denumite pe scurt ecuațiile Navier-Stokes (NS)<sup>5</sup>. Forma neliniară a acestora nu permite determinarea unor soluții analitice decât pentru problemele simple, care implică curgerea laminară și o geometrie simplă. Pentru majoritatea problemelor de interes practic – unde curgerea este turbulentă și geometria domeniului este complexă – a

---

<sup>1</sup> Computational Fluid Dynamics

<sup>2</sup> Definește un număr mare de calculatoare interconectate pentru a crește puterea de calcul

<sup>3</sup> Termenul de open-source se referă la programe pentru care codul sursă este disponibil gratuit, iar acest tip de programe sunt distribuite gratuit

<sup>4</sup> "Cloud Computing" termenul de calcul distribuit vezi [151]

<sup>5</sup> Pentru restul lucrării se va folosi abrevierea NS pentru a defini termenul Navier-Stokes

devenit necesară dezvoltarea unor tehnici numerice de rezolvare a ecuațiilor NS. Aceste tehnici discretizează domeniul de studiat în elemente mici dar finite, numite volume elementare. Pe aceste elemente ecuațiile diferențiale se pot scrie sub forma unor ecuații algebrice și transformarea sistemului de ecuații diferențiale într-un sistem de ecuații ce poate fi rezolvat prin metode algebrice. Neliniaritatea ecuațiilor NS este rezolvată printr-un proces de rezolvare iterativ. Soluția obținută într-o iterație anterioară este folosită pentru a îmbunătăți rezultatele din iterația actuală. Procesul continuându-se până când diferențele între soluțiile a două iterații consecutive nu se mai schimbă semnificativ.

Pentru rezolvarea numerică a ecuațiilor diferențiale s-au dezvoltat trei procedee de discretizare descrise succint mai jos în ordinea complexității implementării lor:

- *Metoda diferențelor finite* FDM<sup>1</sup> este metoda cu cea mai directă abordare. Aceasta constă în considerarea unui punct în spațiu unde ecuațiile diferențiale sunt înlocuite cu un set de reprezentări discrete ale acestora folosind aproximarea Taylor sau a unui polinom de gradul  $n$  [112]. Altfel spus, metoda calculează mărimile necunoscute în punctele create de discretizare. Această metodă se folosește pentru domeniile de simulare cu o geometrie regulată simplă, de exemplu un paralelipiped. Folosirea acestei metode pentru geometrii complexe întâmpină probleme în descrierea condițiilor de frontieră care pot devenii foarte complicate.
- *Metoda volumelor finite* FVM<sup>2</sup> [113] diferă prin formularea matematică a ecuațiilor. Această metodă se bazează pe faptul că majoritatea legilor fizici sunt legi de conservare – ce intră într-un volum elementar, denumit celulă, trebuie să părăsească acel volum. În urma acestei idei se ajunge la ecuații de conservare a fluxului mediat pe volumul respectiv. În mod diferit de metoda diferențelor finite, aici mărimile necunoscute sunt calculate în centrul volumului finit. Puterea acestei metode constă în faptul că evaluează doar fluxurile la frontiera celulelor, ceea ce o face utilizabilă pentru ecuațiile neliniare întâlnite în CFD<sup>3</sup>. Un alt avantaj al acestei metode este dat de posibilitatea de a utiliza subdomenii cu o discretizare mai mare în simulare.
- *Metoda elementelor finite* FEM<sup>4</sup> este asemănătoare cu restul metodelor prin faptul că se împarte domeniul de studiat în elemente finite cu o geometrie simplă și se aplică sistemul de ecuații diferențiale parțiale pe fiecare element aproximând variabilele cu funcții simple pentru acest domeniu. Modul de descriere matematic al acestei metode este unul general făcând metoda aplicabilă pentru probleme în care apare o cuplare a mai multor fenomene fizice, de la descrierea câmpului magnetic, curgere și reacții chimice. Totuși descrierea matematică este una complicată.

Pentru problemele ce implică curgerea fluidelor CFD toate metodele descrise mai sus se pot folosi, dar datorită faptului că ecuațiile Navier-Stokes sunt ecuații ce descriu legi de conservare FVM este cea mai uzuală fiind implementată în toate softurile de simulare comerciale.

Discretizarea domeniului de studiat reprezintă doar o parte din complexitatea problemelor de simulare. Metodele prezentate mai sus fiind aplicate în toate domeniile de simulare. Specific pentru curgerea fluidelor complexitatea este reprezentată și de forma pe care ecuațiile Navier-Stokes o are pentru diferite tipuri de simulare. Astfel,

<sup>1</sup> Finite difference method

<sup>2</sup> Finite Volume Method

<sup>3</sup> Computational Fluid Dynamic

<sup>4</sup> Finite Element Method

dacă se studiază o problemă în domeniul curgerii laminare pentru un fluid incompresibil, forma ecuațiilor este una mai simplă și mai ușor de rezolvat. Cu totul alta este forma ecuațiilor NS pentru studierea curgerii unui fluid compresibil în domeniul de curgere turbulent pentru viteze supersonice. Pentru rezolvarea acestei probleme s-au conceput și dezvoltat modelele de turbulență care aproximează ecuațiile NS în funcție de proprietățile fluidului și al domeniului de curgere din problema de studiat [114].

Modelele de turbulență se pot împărți în două categorii: *Simularea Numerică Directă* – „al cărui obiectiv este rezolvarea ecuațiilor NS temporale prin rezolvarea tuturor vârtejurilor pentru un interval de timp suficient astfel încât proprietățile curgerii să atingă un echilibru statistic” [115] – și modele ce se bazează pe ecuațiile NS mediate în timp – presupun medierea ecuațiilor NS pentru a atenua perturbațiile datorate instabilității curgerii. Prima categorie prezintă un dezavantaj major prin faptul că necesită o discretizare foarte fină a domeniului de studiat -  $10^7$  puncte de calcul [115] – ceea ce duce la o putere de calcul foarte mare, fiind folosită doar pentru numere Reynolds mici și geometrii simple. Din cea de a doua categorie, modelele de turbulență ce se bazează pe conceptul de *vâscozitatea aparentă*<sup>1</sup> (eddy viscosity) oferă rezultate bune pentru aplicațiile din inginerie. De aceea în continuare vom face o clasificare doar a acestora din urmă.

Modelele de turbulență ce se bazează pe vâscozitatea aparentă sunt clasificate în funcție de numărul de ecuații suplimentare, față de cele ale conservării masei, impulsului și a energiei, care sunt necesare pentru a obține o soluție:

1. Modele cu zero ecuații/modele algebrice. Acest tip de model nu necesită rezolvarea unor ecuații în plus, dar este nevoie de specificarea unei valori care să determine dimensiunea vârtejurilor care se vor media în timp. De exemplu modelul lungimi amestecate a lui Prandtl se bazează pe vizualizarea unui model simplificat de turbulență în care particulele de fluid se adună în bucați mai mari care se deplasează ca un tot unitar [114] definind mărimea acestora ca lungimea de amestec. Pentru ca acest model să poată fi folosit în practică este necesară calibrarea acestuia pe un set specific de măsurători experimentale ale problemei studiate.
2. *Modele cu o ecuație*. Pentru a produce un model mai realist al turbulenței Prandtl s-a dezvoltat un model în care vâscozitatea aparentă depinde de energia cinetică a turbulențelor, denumită  $k$ , și a propus o ecuație diferențială aproximativă pentru transportul energiei cinetice  $k$ . Acest tip de modele nu prezintă un interes deosebit pentru aplicațiile practice, deoarece nu aduce îmbunătățiri modelelor algebrice.
3. *Modelele cu două ecuații  $k$ - $\phi$* . Aceste modele încearcă să reprezinte cele două mărimi ce sunt necesare pentru descrierea completă a viscozității aparente prin două ecuații independente. Toate modele se folosesc de ecuația de transport a energiei cinetice turbulente  $k$  derivată din ecuațiile NS, și de undă dintre variabilele de transport: a *ratei de disipare turbulente*  $\epsilon$ , a *lungimii de turbulență*  $L$ , sau a *ratei de disipație a energiei cinetice turbulente pe unitatea de masă și timp*  $\omega$ .
  - i.  $k$ - $\epsilon$  Este cel mai folosit model de turbulență deși descrierea ratei de disipare turbulente  $\epsilon$  este destul de complexă, iar în ecuația ce descrie această variabilă intră 5 constante ce trebuie determinate din studiul unor curgeri simple sau din date experimentale. Pentru

<sup>1</sup> Factor de proporționalitate ce descrie transferul energiei turbulente a mișcării vârtejurilor în creșterea eforturilor tangențiale [152]

calculul curgerii în apropierea peretelui acest model se folosește de funcții ce aproximează profilul de variație a vitezei în stratul limită. O variație a acestui model o reprezintă implementarea în două straturi/zone (two-layer). Domeniul de simulare este împărțit în două subdomenii: unul în apropierea peretelui, subdomeniul vâscos, unde se aplică un model simplificat, de obicei modelul  $k - \epsilon$  și unul complet turbulent, în zona neinfluențată de perete, unde se aplică modelul complet  $k - \epsilon$ .

- ii.  $k - \omega$  Acesta a fost dezvoltat deoarece s-a observat că majoritatea problemelor modelului  $k - \epsilon$  provin din complexitatea formulării ecuației lui  $\epsilon$  care nu este ușor de rezolvat și prezintă un extremum în apropierea peretelui. Din punct de vedere matematic acest model este echivalent cu modificarea de variabilă  $\omega \sim k/\epsilon$  [115]

O prezentare detaliată a modelelor prezentate mai sus se găsește în literatura de specialitate [112], [114]–[118], aici fiind prezentate succint doar o mică parte din cele peste 200 de modele de turbulență existente.

Soluția CFD a celor de la SolidWorks (SWCFD)<sup>1</sup> este printre primele soluții de simulare încorporate în programele de proiectare asistată CAD<sup>2</sup>. Introdusă încă din 1999 [119], acest tip de soluție permite folosirea modelului 3D realizat în sistemul CAD, în simulare fără prea multe modificări, astfel accelerând procesul de proiectare al unui produs. Spre deosebire de alte softuri de simulare – care se folosesc de discretizări nestructurate – cei de la SolidWorks au recurs la o discretizare structurată, de tip cartezian – ce poate fi descrisă de un set de celule rectangulare. Prin modul de creare, acest tip de discretizare este mai puțin sensibilă la defectele geometriei realizate cu programele CAD [119]. Acest tip de discretizare carteziană permite folosirea unui singur tip de celulă pentru simulări de diferite fenomene fizice (curgerea fluidelor, conducția termică, calculele de conducție electrică în zonele de solid) simplificând mult procesul de pregătire a simulării. Pentru simularea curgerii soluția SWCFD folosește un model de turbulență  $k - \epsilon$  modificat, care utilizează o metodă de rezolvare a ecuațiilor NS în două straturi, proprietară. Această permite abordarea calculării stratului limită în trei moduri diferite: *strat limită subțire* – când numărul de celule din statul limită este insuficient pentru calcularea directă stratul limită este precalculat [119], *strat limită gros* – când numărul de celule din stratul limită este mare ( $> 10$ ) [119] se folosesc ecuațiile NS, iar pentru stratul limită turbulent utilizează aproximația Van Driest [120] a profilului vitezei, *modul mixt* – se folosește în cazurile intermediare și se bazează pe combinarea celor două metode descrise mai sus pentru a realiza o trecere lină între cele două cazuri de extrem.

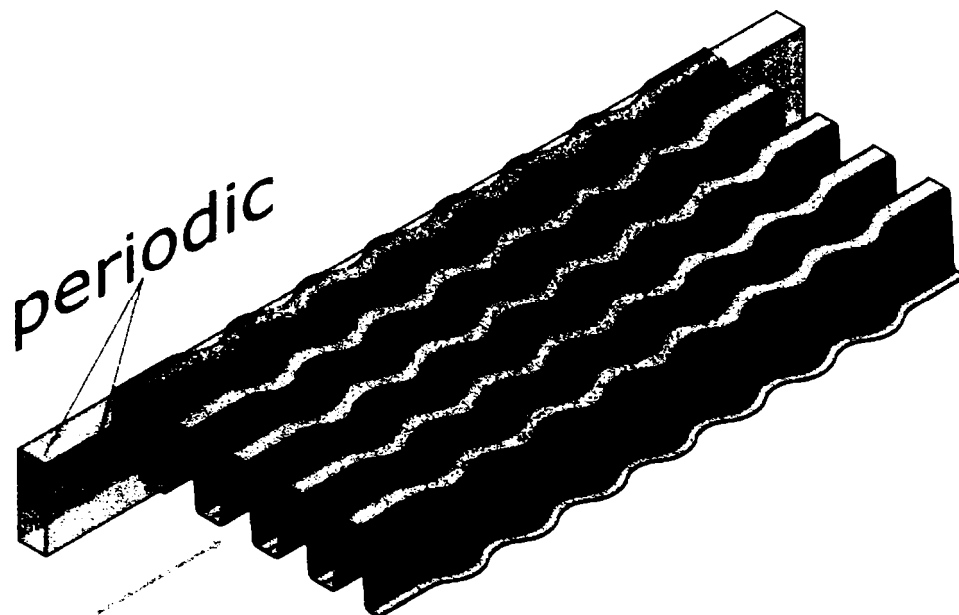
## 5.2 Aripioara ondulată cu capete drepte

Fiind cea mai utilizată suprafață extinsă de schimb termic folosită din cadrul companiei RAAL, analiza numerică pe acest tip de aripioară are cel mai mult sens. Validarea unui model numeric va permite companiei dezvoltarea rapidă a unor noi suprafețe ce se bazează pe această aripioara prin modificarea unor parametrii care altfel implică costuri mari. De asemenea, odată stabilit modelul numeric și folosind capabilitatea SWCFD de a realiza simulări pe structuri poroase personalizate, se pot

<sup>1</sup> Această abreviere fa fi folosită în restul textului pentru a ne referii la particularitățile soluției de simulare a celor de la SolidWorks

<sup>2</sup> Computer Aided Design

studia numeric răcitoarele întregi oferind avantajul studierii acestora în condiții imposibile de realizat în laborator.



**Fig. 28 Modelul aripioarei**

Pentru realizarea simulărilor s-a ales modelul *aripioarei ondulate cu capete drepte* având următorii parametrii geometrici: pasul ( $p$ ) de 5 mm, înălțimea ( $h$ ) de 10 mm, grosimea foliei de aripioară ( $g$ ) de 0.14 mm, pasul longitudinal ( $p_l$ ) de 10 mm, lungimea capetelor drepte ( $L_d$ ) de 5 mm și lungimea totală de curgere ( $L$ ) de 80 mm. S-au ales acești parametri deoarece, în afară de lungimea totală de curgere, sunt cei mai folosiți parametri pentru această nervură. Lungimea de curgere s-a luat 80 mm deoarece este apropiată de cele folosite în test, și pentru care efortul de calcul nu este foarte mare.

### 5.2.1 Stabilirea domeniului de simulare

În general aripioarele au o structură repetitivă, vezi figura 28. Simularea unei aripioare întregi nu va aduce un beneficiu în acuratețea rezultatelor, dar va avea un impact negativ în timpul și puterea de calcul necesare – numărul de noduri de calcul crește exponențial. Datorită acestui fapt, este de preferat realizarea simulărilor pe subdomeniul sursă schițat în figura 28. Pentru a reduce și mai mult necesarul de calcul lamela aripioarei se va considera ca fiind verticală, iar razele de curbura vor fi și ele neglijate. Modelul final destinat simulării se poate observa în figura 29 de mai jos.



**Fig. 29 Modelul simplificat al aripioarei împreună cu condițiile de frontieră**

Pentru realizarea unui calcul corect SWCFD face anumite presupuneri despre direcția vitezei la intrarea și ieșirea din domeniul de simulare. Curgerea prin suprafața de intrare și ieșire trebuie să fie laminară – vectorul vitezei trebuie să fie perpendicular pe această suprafață – fără vârtejuri, motiv pentru care domeniul de simulare trebuie extins înainte de și după lamelă. Cu aceste extindere domeniul de simulare este împărțit în 3 zone: zona de intrare, zona aripioarei și zona de ieșire.

Pentru fiecare zonă de simulare trebuie impuse condițiile de frontieră. Așa cum reiese din figura 29 acestea sunt:

- a. zona de intrare:
  - viteza și temperatura de intrare a aerului
  - superior/inferior: perete ideal – curgerea este fără frecare
  - laturi, stânga/dreapta: periodic
- b. zona aripioarei
  - superior/inferior: perete real cu temperatura constantă  $T=80\text{ }^{\circ}\text{C}$
  - laturi, stânga/dreapta: periodic
- c. zona de ieșire:
  - superior/inferior: perete ideal
  - laturi, stânga/dreapta: periodic
  - ieșire presiunea atmosferică

### 5.2.2 Nivelul de discretizare (Mesh-ul)

Alegerea nivelului de discretizare pentru domeniul de simulare definit în figura 29 este un pas foarte important în acuratețea rezultatelor simulării. Dacă se alege o discretizarea grosolană (dimensiunea elementelor este mare), rezultatele vor suferi de erori de aproximare iar unele fenomene importante pentru studiu nu vor putea fi

calculate. În schimb dacă alegem o discretizare foarte fină vom risipi timp de calcul pe zone care nu vor influența rezultatele de interes rezultând în timpi de rezolvare a problemei prohibitivi. De asemenea nivelul de discretizare maxim posibil este influențat și de partea hardware, calculatorul, pe care se realizează analiza. Dacă dorim o discretizare foarte fină este necesar un calculator mai puternic, cu mai mult RAM<sup>1</sup>

În final alegerea nivelului de discretizare este un compromis între erorile maxime acceptate, timpul de simulare și dotările hardware. În practică acest nivel de discretizare se alege conform unei reguli care spune că dacă la dublarea numărului de noduri de calcul, rezultatele de interes nu se modifică în mod semnificativ ( $< 5\%$ ), atunci se poate considera independența rezultatelor față de discretizare.

Pe lângă nivelul de discretizare general este importantă și zona în care se face discretizarea, dacă pe zona respectivă avem variații mari a mărimii de interes (în cazul de față temperatura și viteza) este necesară o discretizare mai fină pe zona respectivă. Pentru problemele unde este implicată curgerea, foarte importantă este zona stratului limită.



**Fig. 30 Zonele cu mesh-ul local**

Soluția SWCFD adoptată pentru simulări are posibilitatea de a particulariza mesh-ul în funcție de forma geometrică a modelului studiat, prin aplicarea unor zone de rafinament pe suprafețele sau domeniile de interes.

Pentru problema de față acesta a fost definit dintr-un mesh general și 3 mesh-uri locale (*intrare, ieșire și lamelă*) având factori de discretizare diferiți vezi figura 30.

Pentru determinarea unui mesh cu un număr de noduri minime, s-a realizat un DoE<sup>2</sup> folosind parametrii din tabelul 13.

<sup>1</sup> Random Access Memory (memorie cu acces aleator) Este memoria imediată în care sunt încărcate datele în timpul procesării lor

<sup>2</sup> programarea experimentelor (Design of Experiment)

**Tabel 13 Parametrii mesh-ului. Definiție și domeniu de variație**

Denumire	Cod DoE	Min	Max	Descriere
<b>MEqLvL</b>	a	2	4	Nivelul maxim de discretizare a celor 3 zone din apropierea solidului Maximum Equidistant Level
<b>CLvL</b>	b	2	4	Nivelul de aproximare a curbelor Curvature level
<b>LRFC</b>	c	2	4	Nivelul de discretizare al celulelor parțiale fluid/solid Level of Refining Cells at Fluid/Solid region
<b>Lim</b>	d	2	4	Nivelul de discretizare general Level of initial mesh
<b>LRFC</b>	e	2	4	Nivelul de discretizare al celulelor de fluid Level of Refining Fluid Cells

Dacă ar fi să realizăm un DoE complet factorial cu 2 nivele, va trebui să repetăm simularea de 32 ( $2^5$ ) ori, ceea ce este nepractic, de aceea vom realiza un studiu parțial factorial de tipul  $2^{5-2}$  unde vor fi necesare doar 8 repetări plus încă una cu valorile de mijloc ale parametrilor considerați din tabelul 13. Pentru a genera matricea de simulare parțial factorială [121] vom face următoarele notări:  $d = a \cdot b$  și  $e = b \cdot c$  de unde rezultă matricea din tabelul 14:

**Tabel 14 Matricea de simulări. Valorile setărilor**

NrSim	Lim	LRFC	CLvL	MEqLvL	LRFC
<b>1</b>	4	4	2	2	2
<b>2</b>	2	4	2	4	2
<b>3</b>	2	2	4	2	2
<b>4</b>	4	2	4	4	2
<b>5</b>	4	2	2	2	4
<b>6</b>	2	2	2	4	4
<b>7</b>	2	4	4	2	4
<b>8</b>	4	4	4	4	4
<b>9</b>	3	3	3	3	3

Analiza s-a făcut în funcție de următoarele mărimi derivate:

- a. *diferența de temperatură* între suprafața de intrare și suprafața de ieșire:  
-  $\Delta T = \bar{T}_{in} - \bar{T}_{out}$  având temperaturile calculate după formula:

$$\bar{T} = \frac{\int_A \vec{v} \cdot T dA}{\int_A \vec{v} \cdot dA}$$



- este direct proporțională cu schimbul termic realizat între aer și aripioară
- b. *diferența relativă a debitului* între intrarea și ieșirea din domeniul de calcul
  - $\delta\dot{m} = (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out})/\dot{m}_{in}$
  - măsura erorii de calcul al debitului masic
- c. *căderea de presiune* între suprafața de intrare și suprafața de ieșire din domeniul de calcul
  - $\Delta p = \bar{P}_{in} - \bar{P}_{out}$  unde  $\bar{P}$  este calculat cu formula:

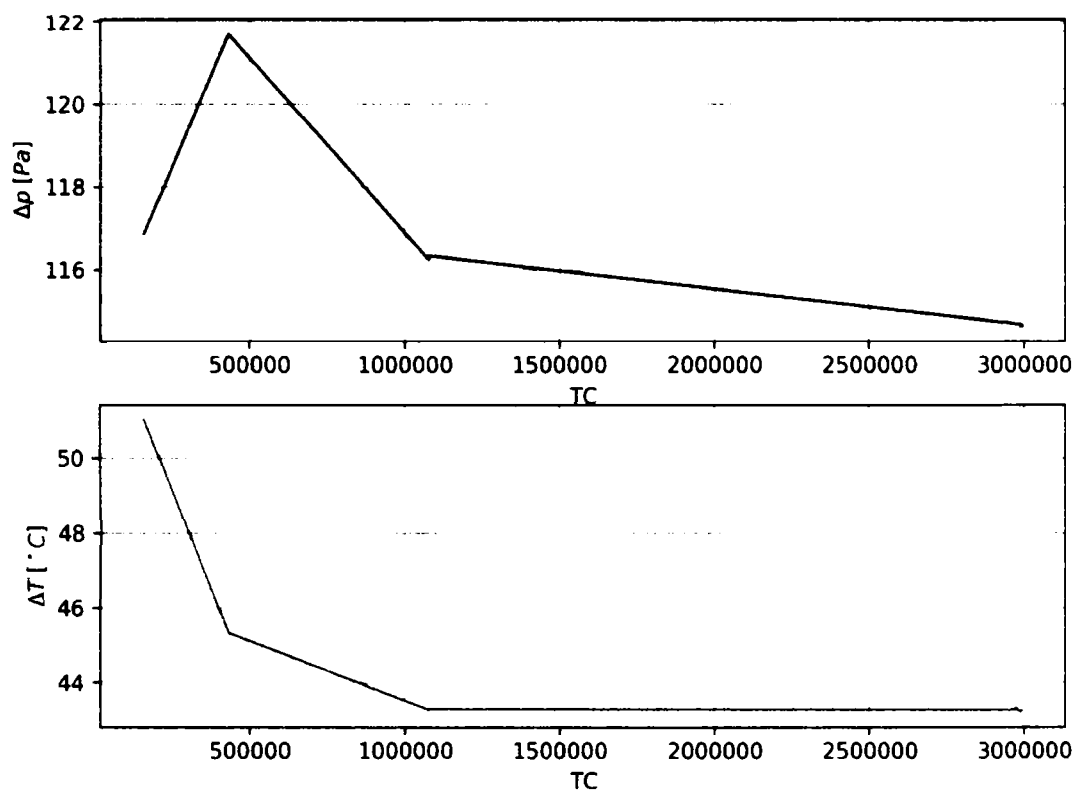
$$\bar{P} = \frac{1}{A} \int_A p \, dA$$

- este direct proporțională cu rezistența hidraulică a aripioarei
- d. *numărul total de celule de calcul* ne spune cât de fină este discretizarea globală

Prin rularea celor 8 simulări la o viteză de intrare constantă de 5 m/s, obținem rezultatele prezentate în tabelul 15. La o analiză sumară a tabelului 15 se poate observa că rezultatele depind doar de numărul de celule TC, dependența de ceilalți parametri ai mesh-ului este minoră.

**Tabel 15 Rezultatele rulărilor pentru stabilirea discretizării**

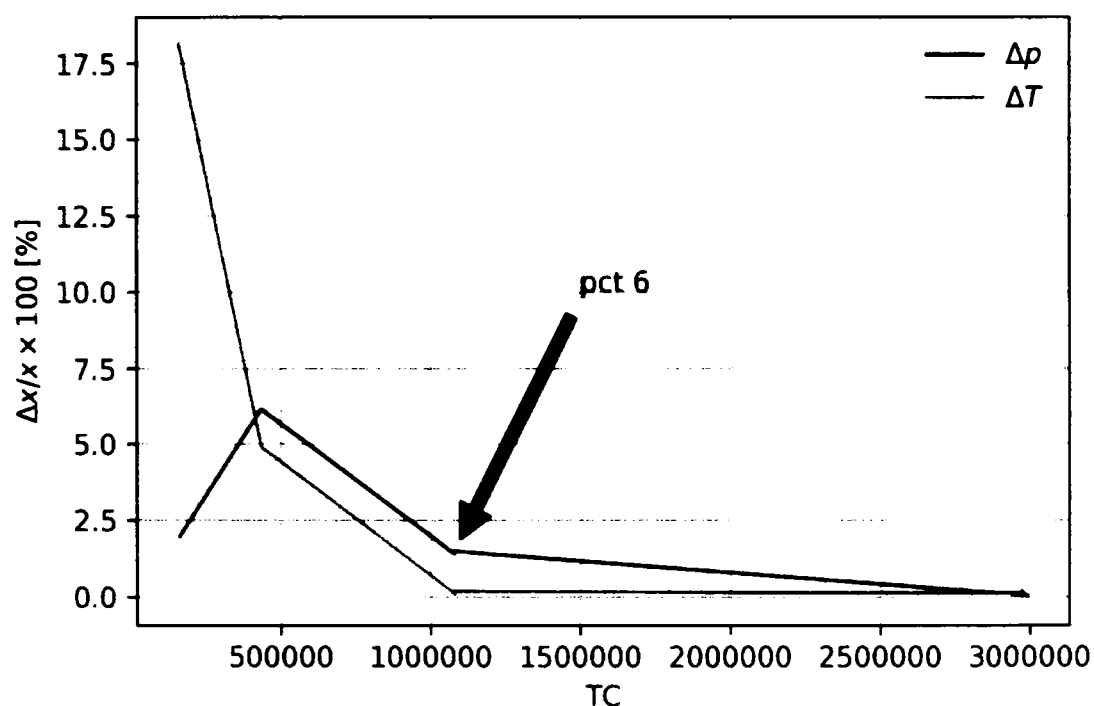
NrSim	TC	$\Delta p$ [Pa]	$\Delta T$ [K]	$\delta\dot{m}$ [kg/s]
1	2990312	114.68	43.19	0.66
2	1077968	116.24	43.25	1.31
3	161411	116.88	51.03	1.31
4	2972910	114.68	43.29	0.66
5	2970124	114.70	43.25	0.66
6	1077968	116.31	43.23	1.31
7	1077968	116.34	43.27	1.31
8	2990312	114.63	43.20	0.66
9	433600	121.70	45.32	4.40



**Fig. 31 Modificarea rezultatelor în funcție de discretizare**

La reprezentarea grafică din figura 31, a tabelului 15 luând pe axa x numărul total de celule TC iar pe axa y căderea de presiune  $\Delta p$  și variația de temperatură  $\Delta T$  se poate observa că pentru valori mari ale lui TC diferența între rezultate se micșorează. Se poate observa că pentru schimbul termic ( $\Delta T$ )<sup>1</sup> convergența se produce la mesh-uri mai grosolane. Practic pentru mesh-uri mai mari de  $10^6$  celule diferența de temperatură nu se mai modifică. În schimb pentru căderile de presiune este nevoie de un mesh mult mai fin pentru a se ajunge la convergența. Din figura 31 se observa că diferența între căderea de presiune la mesh-uri de  $10^6$  față de cele de  $3 \times 10^6$  nu este foarte mare, dar nu se observă o aplatizare a curbei ca în cazul diferenței de temperatură.

<sup>1</sup> În acest caz schimbul termic poate fi reprezentat de diferența de temperatură  $\Delta T$ , deoarece debitul de aer nu se modifică, iar căldura specifică poate fi considerată constantă.



**Fig. 32 Diferența relativă față de mesh-ul precedent**

Analizând figura 32, unde este reprezentată diferența relativă între valorile de la rulara 8, rulara cu cel mai fin mesh, și rulările cu mesh-uri mai grosolane, s-a ajuns la concluzia că pentru rulara 6 din figura 32, avem o eroare acceptabil de mică (1.64 % pentru  $\Delta p$ , și 0.06% pentru  $\Delta T$ ). Aceste diferențe nu justifică rulara la un mesh mai fin.

Informațiile prezentate până acum au fost globale. Este interesant totuși de analizat în detaliu mesh-ul de la rulara 6. În figura 33, se observă că mesh-ul este mai fin în apropierea materialului solid și mai grosolan în zonele mai îndepărtate de acesta. Cum în apropierea peretelui, variația vitezei este mare, pornind de la 0 pe perete și până la o valoare apropiată de viteza de curgere a vânei de fluid ( $V_\infty$ ) este normal ca în aceste zone, punctele de calcul să fie mai apropiate fiind nevoie de o rezoluție mai mare. În zonele unde variația vitezei aerului nu este mare sau viteza este constantă nu este necesar un calcul așa de fin, prin urmare mesh-ul este mai grosolan, salvând din puterea de calcul necesară și implicit din timpul de rulare.



**Fig. 33** Secțiune mesh-ul rulării 6

### 5.2.3 Simulări vs. Experiment

Având mesh-ul (discretizarea) stabilită următorul pas în validarea simulării s-a realizat prin compararea performanțelor aripioarei simulate cu partea experimentală. Pentru comparare rezultatele din simulare trebuie postprocesate pentru a calcula valoarea numărului Nusselt și al coeficientului de frecare  $f_{nning}$ .

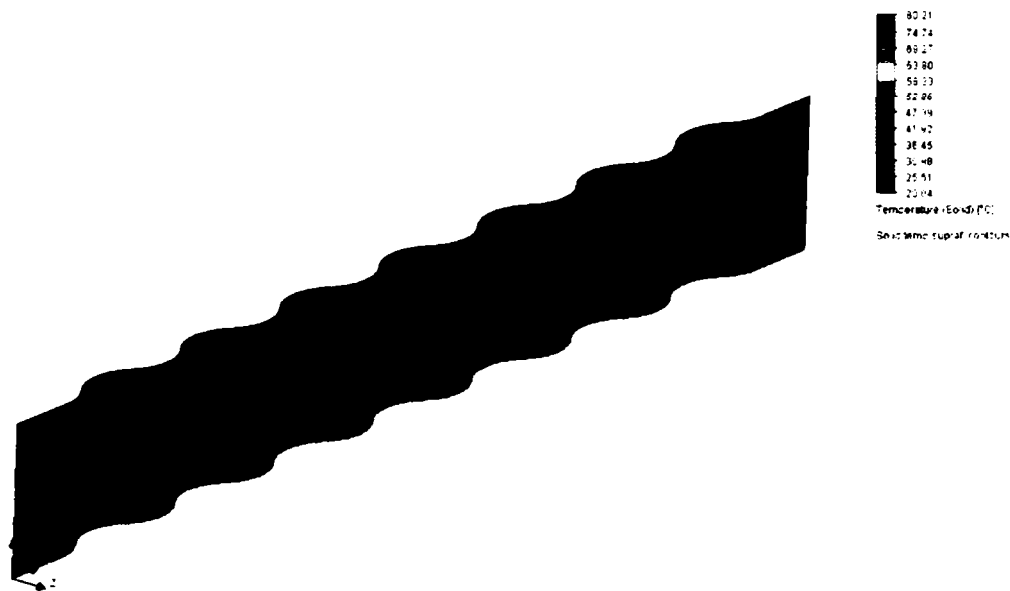
Cu diferența de temperatură  $\Delta T$  calculată în secțiunea precedentă putem calcula fluxul termic realizat de aripioară:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (5.1)$$

Aplicând relația (4.4) în cazul lamelei, vom obține:

$$R_t = R_a + R_p \quad (5.2)$$

cu cele două rezistențe definite de relațiile (4.5) pentru aer și respectiv (4.6) pentru peretele despărțitor.



**Fig. 34 Distribuția temperaturii lamelei pentru  $v=5$  m/s**

În continuare, din figura 34 se observă că temperatura pe lamelă este aproape constantă deci se poate presupune că conductivitatea peretelui este infinită și prin urmare putem considera rezistența peretelui neglijabilă ( $R_p = 0$ ). În final dacă temperatura pe lamelă se consideră uniformă și constantă, atunci eficiența  $\eta_a$  din (4.5) poate fi considerată 1 simplificând relația rezistenței termice a aerului obținându-se:

$$R_t = \frac{1}{kA} = \frac{1}{\alpha_a \cdot A_t} \quad (5.3)$$

$$\Delta T_{mln} = \frac{\bar{T}_{out} - \bar{T}_{in}}{\ln\left(\frac{T_p - \bar{T}_{in}}{T_p - \bar{T}_{out}}\right)} \quad (5.4)$$

Știind că schimbul termic se poate calcula folosind diferența de temperatură logaritmică cu una dintre temperaturi constante (5.4) – temperatura lamelei aripioarei, obținem:

$$kA = \frac{\dot{Q}}{\Delta T_{mln}} \Rightarrow \alpha = \frac{\dot{Q}}{A \cdot \Delta T_{mln}} \quad (5.5)$$

$$Nu = \frac{\alpha \cdot D_h}{\lambda_{aer}} = \frac{\dot{Q}}{A \cdot \Delta T_{mln}} \cdot \frac{D_h}{\lambda_{aer}} \quad (5.6)$$

Determinarea coeficientului de frecare, din postprocesarea datelor obținute de simulare, este directă. Astfel prin aplicarea directă a ecuației (4.13) considerând coeficienții  $K_c$  și  $K_e$  egali cu zero ajungem la ecuația (5.7) de mai jos:

$$c_f = \frac{A_c}{A_t} \cdot \frac{2 \cdot \Delta p}{\rho \cdot v^2} \quad (5.7)$$

Domeniul de viteze pe care s-a simulat aripioara este cuprins între 4 și 18 m/s ceea ce corespunde unui domeniu al numărului Reynolds în intervalul [1000, 4600] ceea ce include domeniul experimental folosit pentru determinarea ecuațiilor (4.21) și (4.24).

Prelucrând datele obținute din simulare folosind ecuațiile (5.6) și (5.7) obținem valorile numărului Nusselt și al coeficientului de frecare date în tabelul 16 și prezentate grafic în figurile 35 - 38 de mai jos.

**Tabel 16 Rezultatele simulărilor pe aripioara ondulată**

Vin	Re	$\dot{m} \times 10^4$	$\Delta p$	$\Delta T_{min}$	Nu	$C_f$	Nu err	$c_f$ err
m/s	-	kg/s	Pa	K	-	-	%	%
4.2	1017.2	1.22	86.64	31.35	15.22	0.117	-13.3	-1.2
6.4	1531.7	1.84	170.05	33.93	19.88	0.102	-9.5	1.4
8.5	2047.6	2.45	270.39	35.59	24.19	0.092	-7.5	4.6
10.6	2563.7	3.07	387.20	36.60	28.56	0.084	-7.5	7.1
12.7	3077.1	3.69	529.23	36.72	34.16	0.080	-12.4	7.4
14.8	3596.8	4.31	671.64	37.88	37.24	0.074	-9.2	9.9
16.9	4116.5	4.93	832.68	38.70	40.53	0.070	-7.6	11.3
19.1	4637.9	5.55	1013.30	39.56	43.30	0.068	-5.3	12.0

În figura 35 funcția obținută experimental pentru numărul Nusselt este reprezentată de linia neîntreruptă, iar punctele reprezintă valorile obținute din simulare. În același grafic sunt reprezentate și domeniile de incertitudine ale funcției experimentale pentru  $1\sigma$  și pentru  $2\sigma$ .

Din figura 35 se observă că simularea supraestimează numărul Nusselt, acesta fiind constant peste cel experimental, dar valorile simulate sunt în limita de  $1\sigma$  față de funcția experimentală ceea ce din punct de vedere statistic nu reprezintă o diferență semnificativă între valorile obținute prin simulare față de cele experimentale.

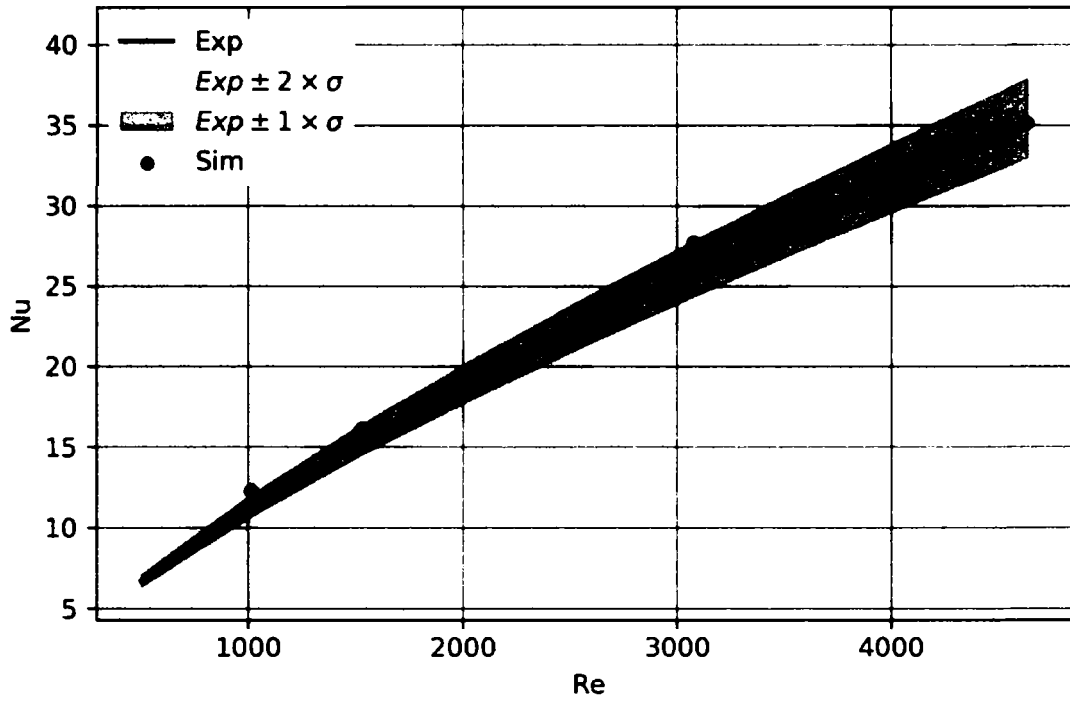


Fig. 35 Numărul Nusselt experimental și cel simulat în funcție de numărul Reynolds pentru aripioara ondulată cu capete drepte

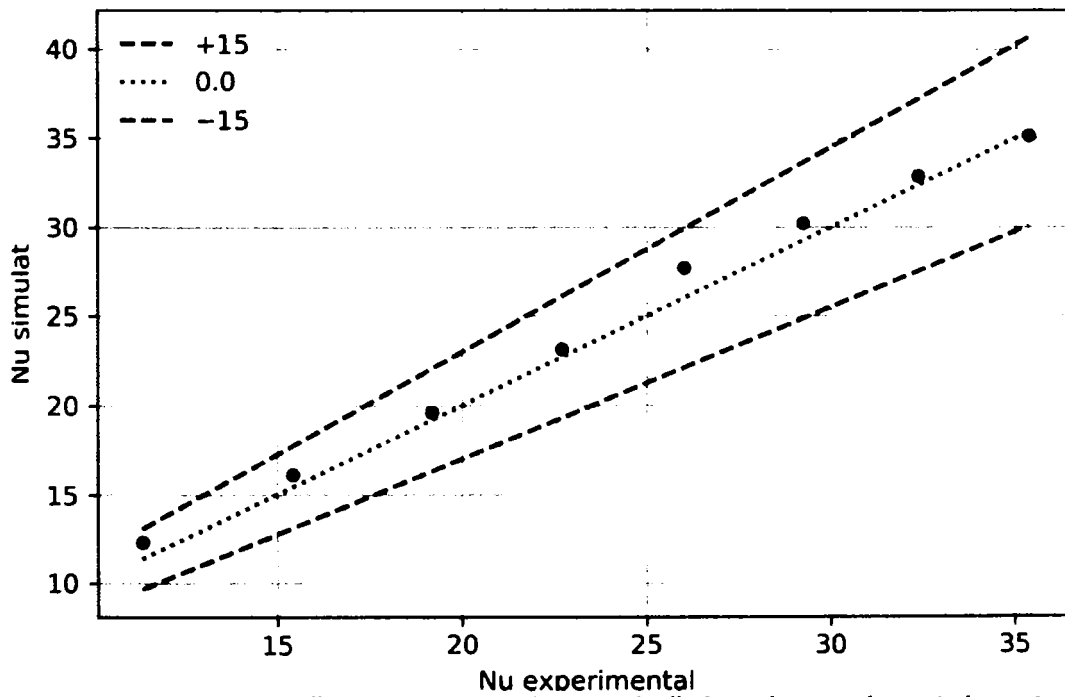
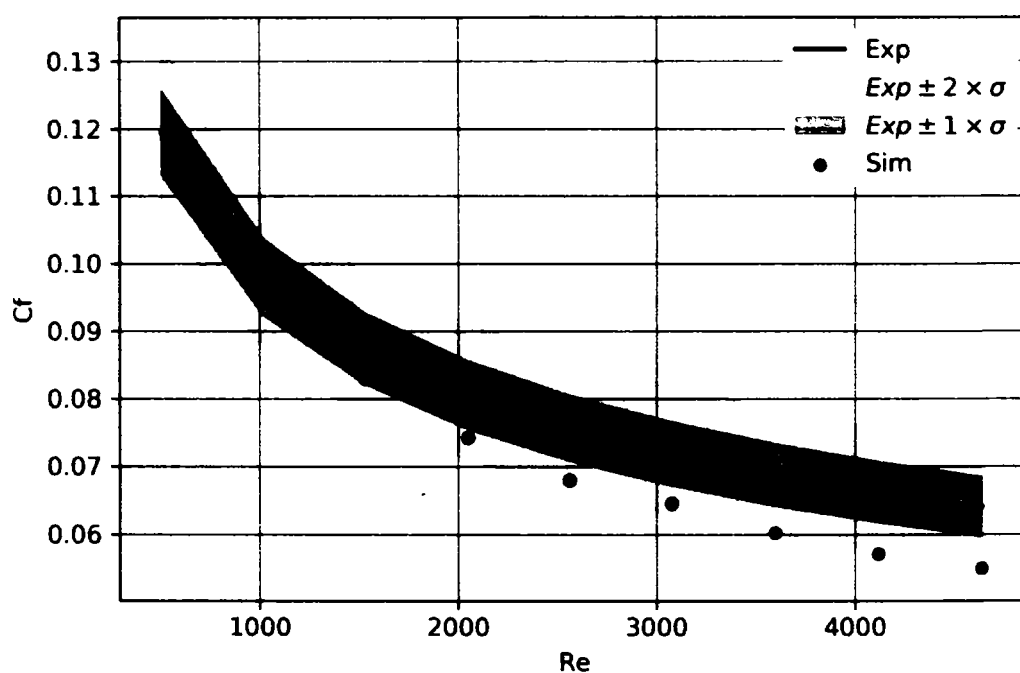


Fig. 36 Eroarea numărului Nusselt simulat față de cel experimental pentru aripioara ondulată cu capete drepte

Afirmația de mai sus reiese și din interpretarea erorii relative (vezi figura 36). La calcularea diferenței relative s-a obținut o deviație medie de 6,7% a punctelor de simulare față de funcția obținută experimental, toate punctele din simulare fiind cuprinse în domeniul de eroare 0-15%.

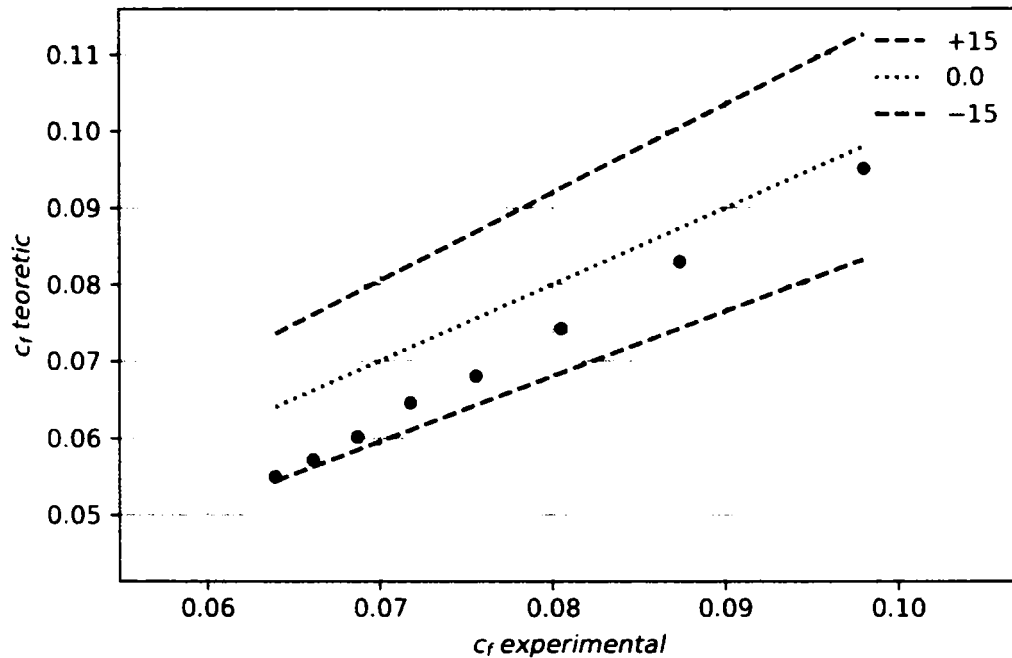
Valorile coeficientului de frecare obținute prin simulare sunt prezentate în figura 37 prin puncte, iar datele obținute de valoarea experimentală sunt prezentate printr-o linie continuă. La fel ca în graficul ridicat pentru numărul Nusselt, și pentru coeficientul de frecare s-au prezentat în figura 37 intervalele de incertitudine la  $1\sigma$  și la  $2\sigma$ .



**Fig. 37 Coeficientul de frecare experimental și cel simulat în funcție de numărul Reynolds pentru aripioara ondulată cu capete drepte**

La analiza graficului din figura 37 se poate observa că coeficientul de frecare obținut prin simulare este subestimat față de coeficientul de frecare obținut cu funcția experimentală, deviația medie fiind de 9.4%. Deși diferența dintre rezultate nu este mare (punctele se află în domeniul de  $2\sigma$ ) aceasta poate fi atribuită imperfecțiunilor de formă ale aripioarei din realitate, a rugozității materialului real -în simulări acesta a fost neglijat -, a distribuției neuniforme a aerului la trecerea prin răcitor, și a altor factori ce pot influența analiza experimentală a unui răcitor.





**Fig. 38 Eroarea coeficientului de frecare simulat față de cel experimental pentru aripioara ondulată cu capete drepte**

### 5.3 Concluzii

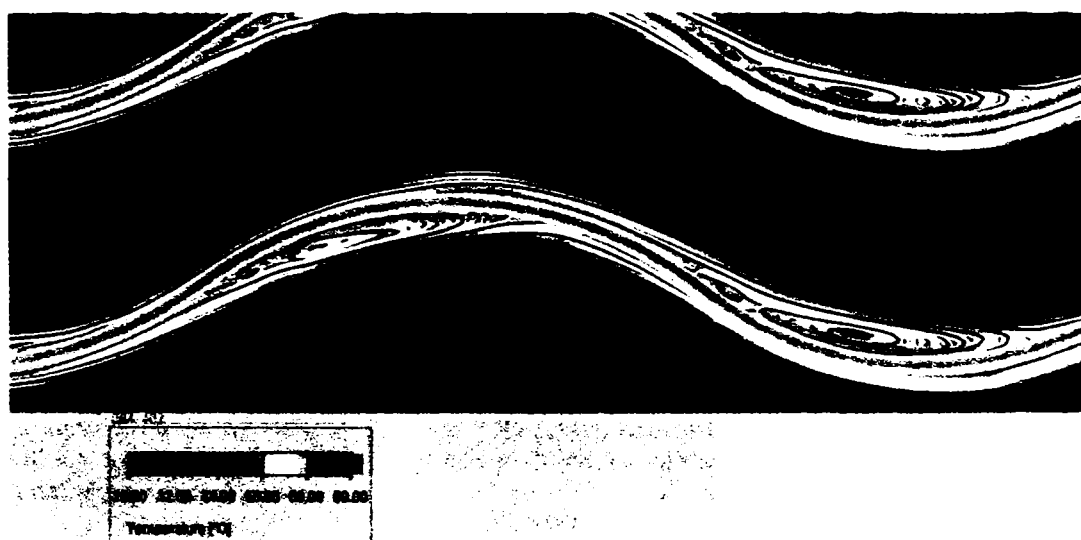
În acest capitol s-a prezentat studiul numeric al *aripioarei ondulate cu capete drepte* realizat cu ajutorul softului comercial SolidWorks. Prin comparația rezultatelor numerice cu funcțiile obținute experimental au arătat că modelul numeric obținut este unul valid.

Pentru schimbul termic rezultatele numerice obținute aproximează expresia (4.21) a numărului Nusselt obținută experimental, cu o acuratețe medie de 6.7%, având un maxim de 8.64%. Aceasta acuratețe se află în interiorul intervalului de incertitudine a expresiei experimentale (4.21) de  $\pm 15\%$ , prin urmare pentru schimbul termic, modelul numeric se consideră a fi unul valid.



## 6. Studiul Numeric al aripioarei ondulată cu spărturi rectangulare

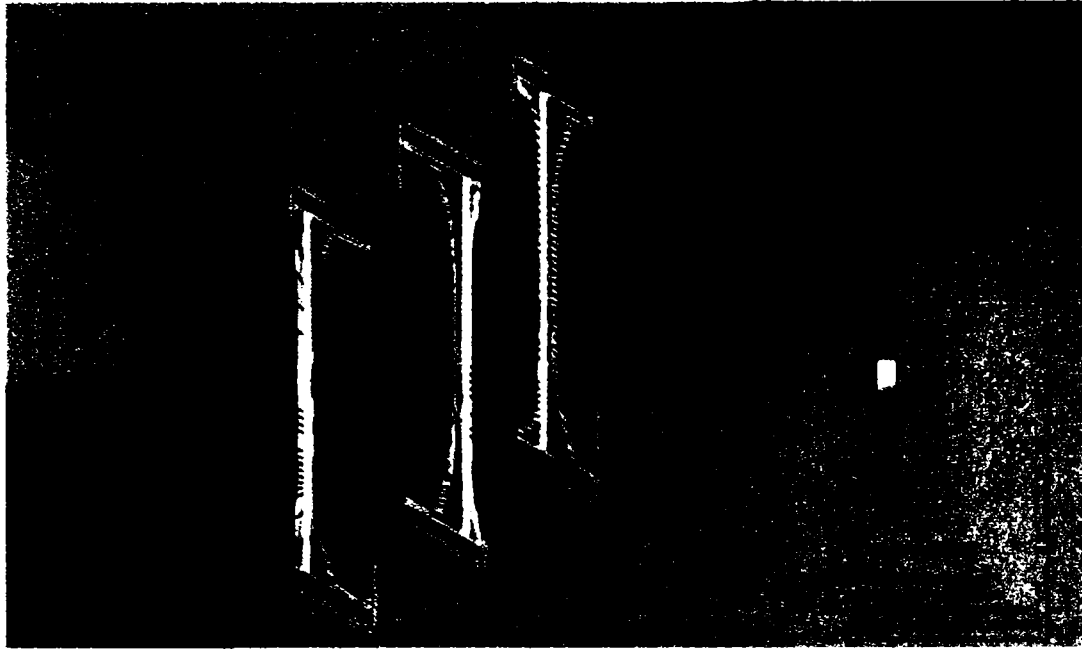
Procesul prin care AOcd (aripioara ondulată cu capete drepte) realizează intensificarea schimbului termic este crearea de vârtejuri cu axa de rotație perpendiculară pe direcția de curgere (figura 39). Aceste vârtejuri distrug stratul limită și realizează o amestecare locală a aerului din aripioară. Amestecarea are ca efect aducerea de aer mai rece înspre peretele aripioarei ceea ce rezultă într-un gradient de temperatură mai mare, crescând astfel coeficientul de schimb termic.



**Fig. 39 Viteza și Temperatura prin aripioara ondulată cu capete drepte.  
Detaliu x [10, 20]**

Creșterea amestecării și implicit și creșterea schimbului termic, se poate realiza prin creșterea amplitudinii onduleului, dar așa cum s-a arătat și în [85] această modificare vine cu o creștere în căderea de presiune. De fapt, orice modificare geometrică care va crește turbulența va avea o asemenea penalizare. Ideea este ca aceste modificări să aibă un impact mai mic și în ansamblu să crească performanța noii aripioare, rezultate în urma modificărilor.

La analiza profilul vitezei pe planul yz – planul perpendicular pe direcția principală a curgerii (axa x) – sa observat că pe acesta nu avem deloc amestecare (figura 40), prin urmare zonele de temperatură mai reci din vâna de curent nu se amestecă cu zonele de lângă perete ceea ce duce la un coeficient de schimb termic convectiv mai mic.



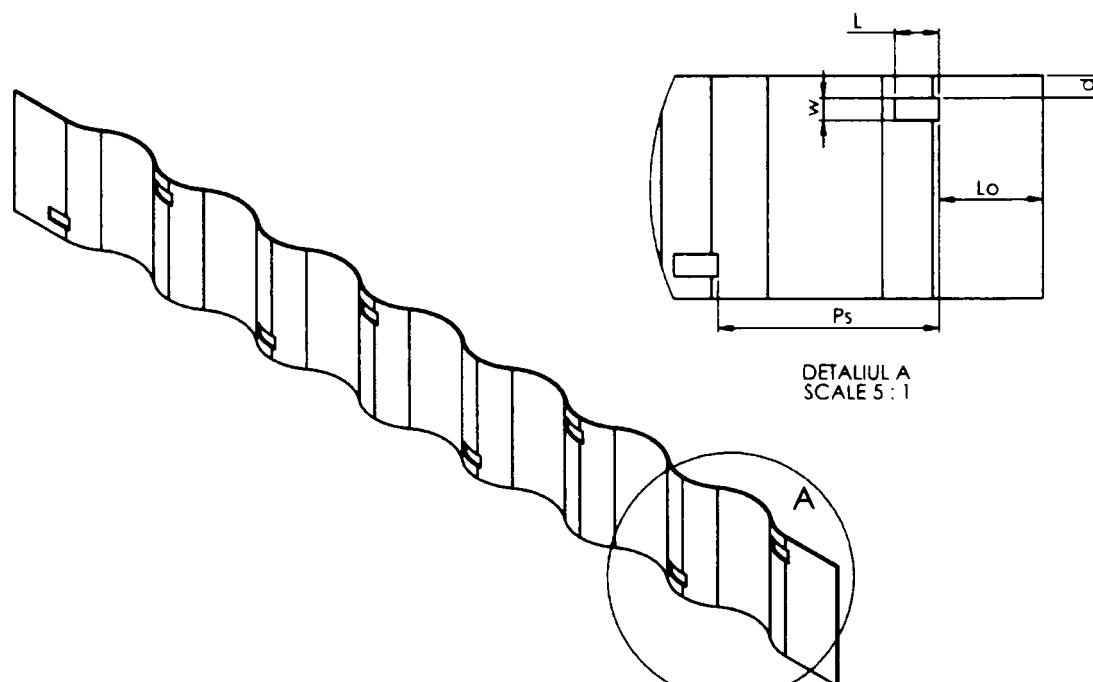
**Fig. 40 Variația vitezei perpendicular pe viteza de curgere**

Pentru îmbunătățirea suplimentară a schimbului termic s-a pornit de la ideea generatorilor de turbulență longitudinală (WG), prezentați în secțiunea 2.4, pentru a induce o curgere secundară pe planul yz pentru a realiza o amestecare suplimentară a aerului prin aripioară.

Modificarea AOcd folosind WG trebuie să îndeplinească criteriile enumerate mai jos:

- a. Să poată genera o mișcare elicoidală a aerului prin aripioară care va limita și mai mult creșterea stratului limită de lângă peretele AOcd
- b. Să păstreze avantajul în exploatare al AOcd. Gradul de îmbâcsire al noii geometrii să fie cât de mic posibil.
- c. Realizarea ei să se poată face cu un efort tehnologic cât mai mic. Modificările ce trebuie aduse pentru a realiza forma WG-urilor este mare, și există posibilitatea ca acestea odată realizate să se deterioreze în timp.

Pentru a respecta condițiile de mai sus, folia AOcd a fost modificată prin aplicarea unor decupaje rectangulare dispuse alternant (figura 41). Această modificare are avantajul că este ușor de realizat în producție – necesită o operație suplimentară de decupare înainte de formarea aripioarei.



**Fig. 41 Aripioara Ondulată cu spărturi rectangulare – AOs<sub>r</sub>**

Pentru descrierea completă a noii geometrii (AOsp) (figura 41) s-au introdus 5 parametri noi care să descrie poziția ( $d$ ,  $L_0$ ), dimensiunea ( $L$ ,  $W$ ) și numărul ( $P_s$ ) decupajelor aplicate foliei. Deoarece influența asupra performanțelor termice și hidraulice a celorlalți parametri precum înălțimea, pasul, și grosimea foliei este cunoscută aceștia s-au eliminat din acest studiu fiind considerați constanți având valorile definite în capitolul 5.

## 6.1 Determinarea parametrilor geometrici optimi

Determinarea valorilor optime ale celor 5 parametri este o problemă de căutare într-un spațiu  $N^5$  dimensional – unde  $N$  numărul de valori posibile ale fiecărui parametru – a extremului unei funcții obiectiv.

Funcția obiectiv a fost aleasă ca fiind criteriul JF definit de relația (2.9). Acest criteriu are avantajul că exprimă eficiența aripioarei relativ la performanțele unei geometrii de referință. Pentru cazul de față această referință este considerată a fi aripioara ondulată cu capete drepte a căror performanțe experimentale și numerice sunt cunoscute.

Alegerea domeniului de variație al celor 5 parametri trebuie să țină cont de cele 3 constrângeri de ordin practic de mai jos:

1. Aripioara trebuie să fie invariantă la poziția de montare. Nu trebuie să existe un sens preferențial al curgerii aerului prin aripioară
2. Decupările nu trebuie să fie mai late de  $\frac{1}{2}$  din înălțimea aripioarei
3. Distanța dintre decupări nu trebuie să fie mai mică decât lungimea decupării

Pentru respectarea primei constrângeri numărul de decupări din prima jumătate trebuie să fie egal cu numărul decupărilor din a doua jumătate. Din această

cauză s-a ales folosirea doar a unui număr par de decupări. Datorită acestei alegeri este mai convenabil să folosim parametrul  $n_{1/2}$  – jumătate din numărul de decupări – decât distanța dintre decupări  $P_s$ .

Respectând și celelalte două constrângeri care limitează lățimea decupărilor și respectiv numărul maxim de decupări s-a ajuns la domeniul de variație al parametrilor din tabelul 17.

În afară de parametrul  $n_{1/2}$  care este un număr natural, ceilalți parametri sunt continui pe domeniul stabilit ceea ce face ca dimensiunea spațiului de căutare să fie infinită. Pentru a aduce spațiul de căutare la o dimensiune rezonabilă vom considera că funcția obiectiv  $JF$  depinde liniar de toți parametrii. Această presupunere ne permite folosirea doar a două valori pentru fiecare parametru – valoarea maximă și valoarea minimă – și reduce spațiul de căutare la  $2^5=32$  de puncte.

**Tabel 17 Parametrii geometrici ai aripioarei ondulate cu spărturi rectangulare**

Parametru	Minim [mm]	Maxim [mm]	Descriere
<b>Lo</b>	3	6	- distanța de la ieșirea/intrarea aripioarei
<b>D</b>	0.5	2.5	- distanța de la marginea superioara/inferioară
<b>L</b>	2	4	- lungimea spărturii
<b>W</b>	1	3	- lățimea spărturii
<b><math>n_{1/2}</math></b>	3	5	- distanța dintre spărturi

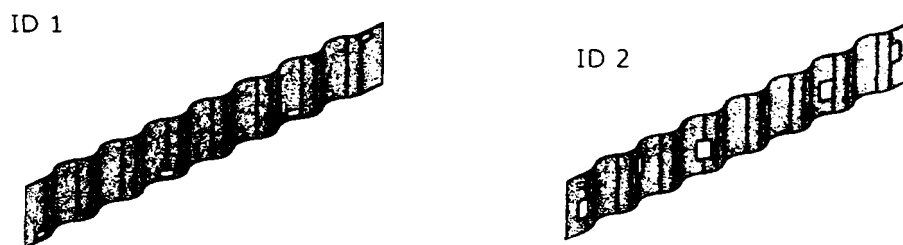
Cele 32 de puncte de căutare reprezintă de fapt o matrice de testare complet factorială din metoda programării experimentelor (DOE) [121]. Valorile parametrilor pentru cele 32 de puncte de căutare sunt prezentate în tabelul 18

**Tabel 18 Matricea de simulări a aripioarei ondulate cu spărturi rectangulare**

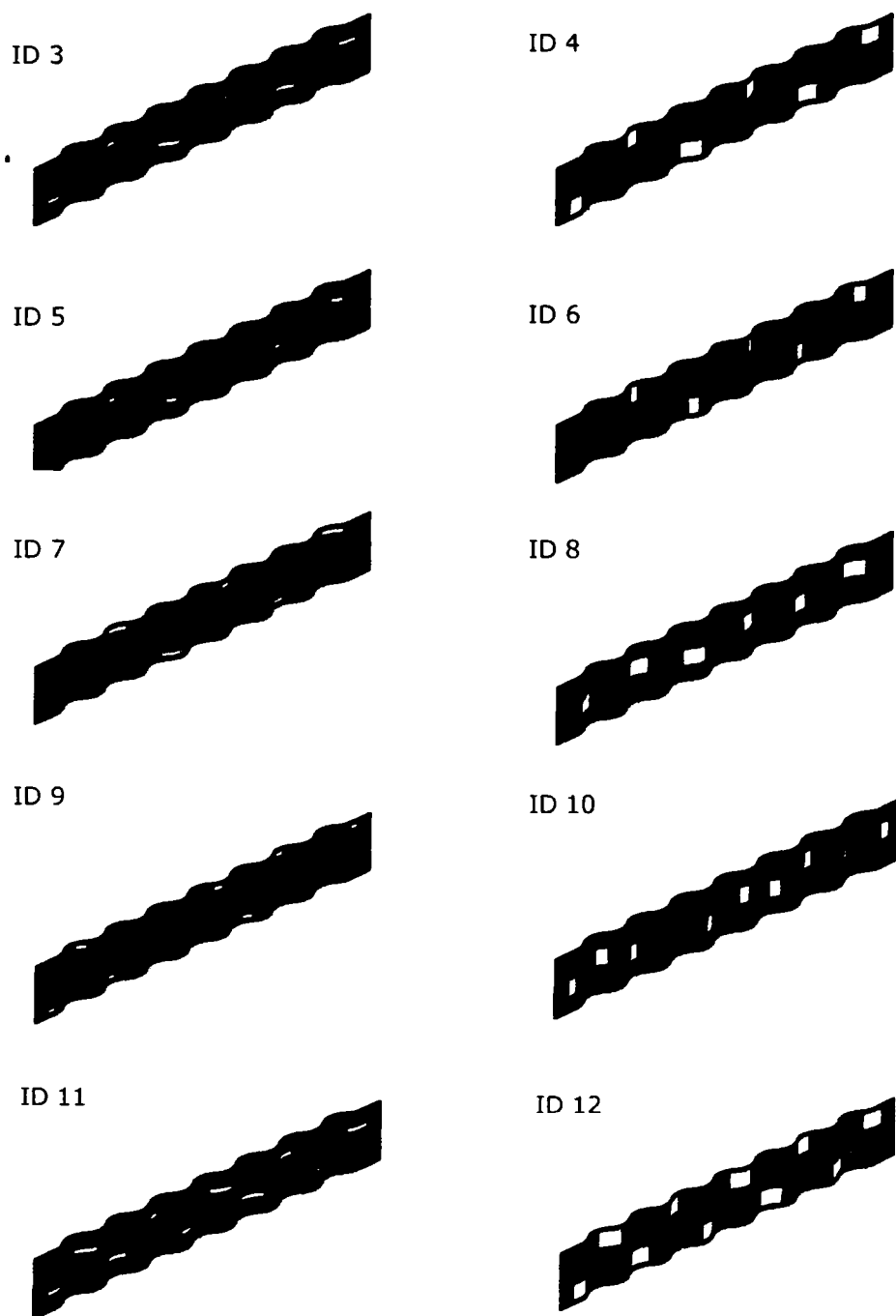
	W [mm]	L [mm]	Lo [mm]	$n_{1/2}$	d [mm]
<b>1</b>	1	3	2	3	0.5
<b>2</b>	3	3	2	3	2.5
<b>3</b>	1	3	4	3	2.5
<b>4</b>	3	3	4	3	0.5
<b>5</b>	1	6	2	3	2.5
<b>6</b>	3	6	2	3	0.5
<b>7</b>	1	6	4	3	0.5
<b>8</b>	3	6	4	3	2.5
<b>9</b>	1	3	2	5	0.5
<b>10</b>	3	3	2	5	2.5
<b>11</b>	1	3	4	5	2.5

<b>12</b>	3	3	4	5	0.5
<b>13</b>	1	6	2	5	2.5
<b>14</b>	3	6	2	5	0.5
<b>15</b>	1	6	4	5	0.5
<b>16</b>	3	6	4	5	2.5
<b>17</b>	1	3	2	3	0.5
<b>18</b>	3	3	4	3	0.5
<b>19</b>	3	6	2	3	0.5
<b>20</b>	1	6	4	3	0.5
<b>21</b>	3	3	2	5	0.5
<b>22</b>	1	3	4	5	0.5
<b>23</b>	1	6	2	5	0.5
<b>24</b>	3	6	4	5	0.5
<b>25</b>	3	3	2	3	2.5
<b>26</b>	1	3	4	3	2.5
<b>27</b>	1	6	2	3	2.5
<b>28</b>	3	6	4	3	2.5
<b>29</b>	1	3	2	5	2.5
<b>30</b>	3	3	4	5	2.5
<b>31</b>	3	6	2	5	2.5
<b>32</b>	1	6	4	5	2.5

Modelarea celor 32 de configurații (figurile 42–45) a fost realizată folosindu-se un proces semiautomat în care s-au folosit două caracteristici ale SWCFD. Faptul că SWCFD (SolidWorks Flow Simulation) este un soft de modelare parametric a permis introducerea ecuațiilor generatoare a geometriei. Cealaltă caracteristică importantă este capacitatea modului de simulare de a realiza studii parametrice, care simplifică și automatizează procesul de simulare a mai multor configurații.

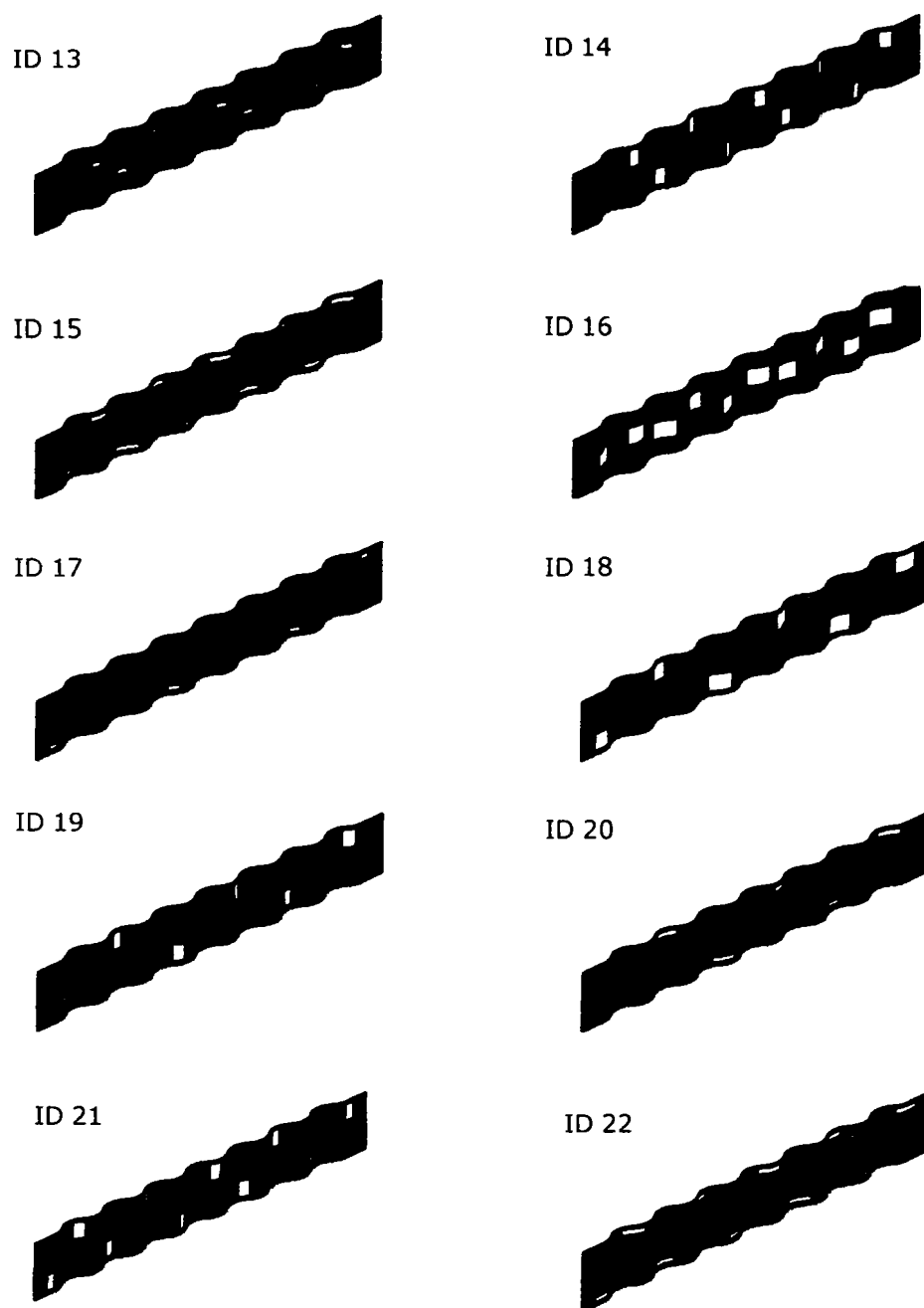


**Fig. 42** Modelele 3D 1 și 2

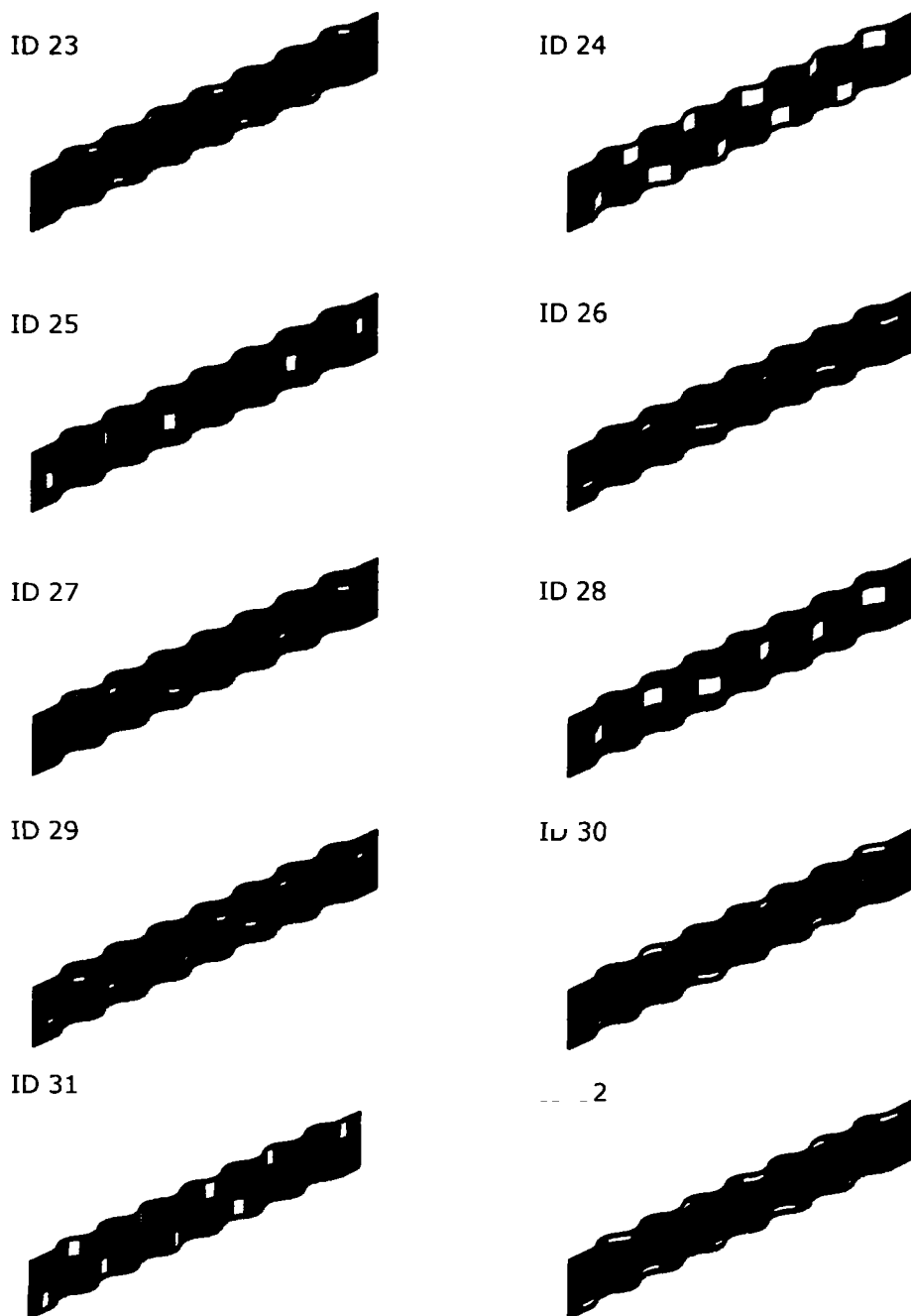


**Fig. 43 modelele 3D de la 3 la 12**





**Fig. 44** Modelele de la 13 la 22



**Fig. 45 Modelele de la 23 la 32**

Conform definiției criteriului JF (2.9) analiza comparativă trebuie să fie realizată la același număr al lui Reynolds. Prin urmare toate configurațiile au fost

simulate într-un singur punct funcțional (viteza de 5 m/s, temperatura aerului la intrare de 20 °C și temperatura peretelui de 80 °C)

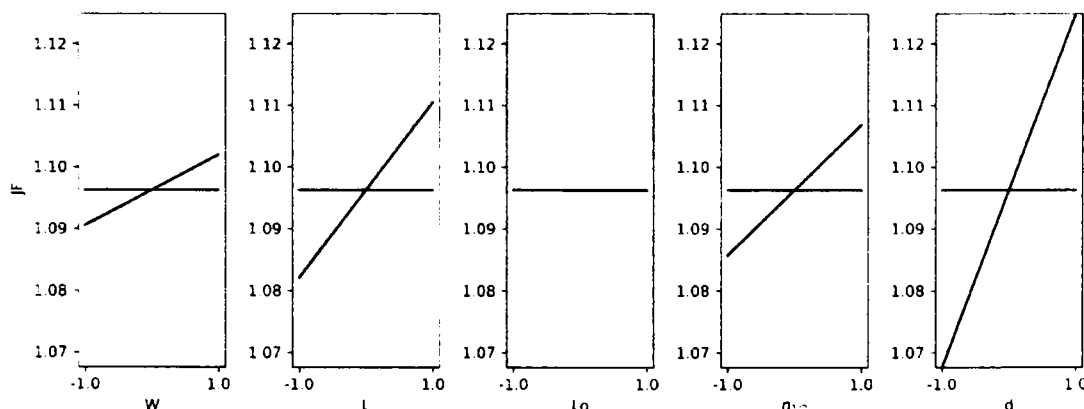
După rularea tuturor configurațiilor, rezultatele obținute au fost prelucrate folosind ecuațiile (5.1)-(5.7) pentru a le transforma în mărimi adimensionale potrivite pentru analiza comparativă, iar cei 5 parametrii geometrici au fost normalizați în intervalul [-1, 1] (tabelul 19).

**Tabel 19 Rezultatele simulărilor la viteza de 5 m/s**

	<b>W</b>	<b>L</b>	<b>L<sub>o</sub></b>	<b>n<sub>1/2</sub></b>	<b>d</b>	<b>JF</b>
<b>1</b>	-1	-1	-1	-1	-1	1.02
<b>2</b>	1	-1	-1	-1	1	1.05
<b>3</b>	-1	-1	1	-1	1	1.15
<b>4</b>	1	-1	1	-1	-1	1.09
<b>5</b>	-1	1	-1	-1	1	1.10
<b>6</b>	1	1	-1	-1	-1	1.09
<b>7</b>	-1	1	1	-1	-1	1.05
<b>8</b>	1	1	1	-1	1	1.13
<b>9</b>	-1	-1	-1	1	-1	1.04
<b>10</b>	1	-1	-1	1	1	1.15
<b>11</b>	-1	-1	1	1	1	1.19
<b>12</b>	1	-1	1	1	-1	1.11
<b>13</b>	-1	1	-1	1	1	1.13
<b>14</b>	1	1	-1	1	-1	1.09
<b>15</b>	-1	1	1	1	-1	1.05
<b>16</b>	1	1	1	1	1	1.12
<b>17</b>	-1	-1	-1	-1	-1	1.02
<b>18</b>	1	-1	1	-1	-1	1.09
<b>19</b>	1	1	-1	-1	-1	1.09
<b>20</b>	-1	1	1	-1	-1	1.05
<b>21</b>	1	-1	-1	1	-1	1.10
<b>22</b>	-1	-1	1	1	-1	1.06
<b>23</b>	-1	1	-1	1	-1	1.01
<b>24</b>	1	1	1	1	-1	1.10
<b>25</b>	1	-1	-1	-1	1	1.06
<b>26</b>	-1	-1	1	-1	1	1.15
<b>27</b>	-1	1	-1	-1	1	1.10
<b>28</b>	1	1	1	-1	1	1.13

<b>29</b>	-1	-1	-1	1	1	1.14
<b>30</b>	1	-1	1	1	1	1.12
<b>31</b>	1	1	-1	1	1	1.11
<b>32</b>	-1	1	1	1	1	1.18

Primul pas în vederea optimizării parametrilor este determinarea efectului fiecărui parametru în variația funcției obiectiv  $JF$ . Prin convenție [121], efectul este considerat a fi diferența între valoarea medie a funcției obiectiv atunci când parametrul este la valoare minimă față de valoare medie a funcției obiectiv atunci când valoarea parametrului este la valoarea maximă. Reprezentarea grafică a efectului fiecărui parametru (figura 46) ne arată că parametrul  $L_0$  nu are un efect notabil asupra funcției obiectiv și poate fi ignorat. Restul parametrilor au un efect pozitiv, ceea ce înseamnă că dacă creștem acești parametrii funcția obiectiv va crește.



**Fig. 46 Efectul parametrilor asupra funcției obiectiv  $JF$**

În analiza de mai sus s-au neglijat efectele de interacțiune ce pot apărea între parametrii. Analiza grafică a acestor interacțiuni este dificilă deoarece pentru parametrii rămași avem interacțiuni posibile între 2, 3 sau toți cei 4 parametrii. Pentru studierea acestor efecte cea mai convenabilă metodă a fost să se realizeze regresia liniară a funcției obiectiv în funcție de toți parametrii și a tuturor interacțiunilor posibile, ecuația (6.1) de mai jos:

$$JF = A + \sum_i B_i \cdot X_i + \sum_{j=i+1} C_{ij} \cdot X_i \cdot X_j + \sum_{j=i+1} \sum_{k=j+1} D_{ijk} \cdot X_i \cdot X_j \cdot X_k + E \cdot X_1 \cdot X_2 \cdot X_3 \cdot X_4 \quad (6.1)$$

unde  $A$ ,  $B_i$ ,  $C_{ij}$ ,  $D_{ijk}$ ,  $E$  sunt coeficienții regresiei,  $X_i$  unul din parametri: 1  $\rightarrow$   $W$ , 2  $\rightarrow$   $L$ , 3  $\rightarrow$   $n_{1/2}$ , 4  $\rightarrow$   $d$ . Regresia a fost realizată folosind StatsModels [106] și s-au obținut rezultatele din în tabelele 20 și 21 unde s-au notat  $R^2$  – valoarea reziduală a regresiei,  $p$  – probabilitatea ca valoarea să fie aleatorie,  $t$  – distribuția statistică student

**Tabel 20 Descrierea statistică a regresiei ecuației (6.1)**

<b>Variabila:</b>	$\ln(Nu_r)$	<b>R<sup>2</sup>:</b>	0.981
<b>Modelul:</b>	OLS	<b>Adj. R<sup>2</sup>:</b>	0.963
<b>Metoda:</b>	Least Squares	<b>F-statistic:</b>	55.22
<b>Nr. Observații:</b>	32	<b>Prob (F-statistic):</b>	$6.61 \times 10^{-11}$
<b>Df Residuals:</b>	16	<b>Log-Likelihood:</b>	117.81
<b>Df Model:</b>	15		

**Tabel 21 Rezultatele regresiei liniare cu toate interacțiunile pentru ecuația (6.1)**

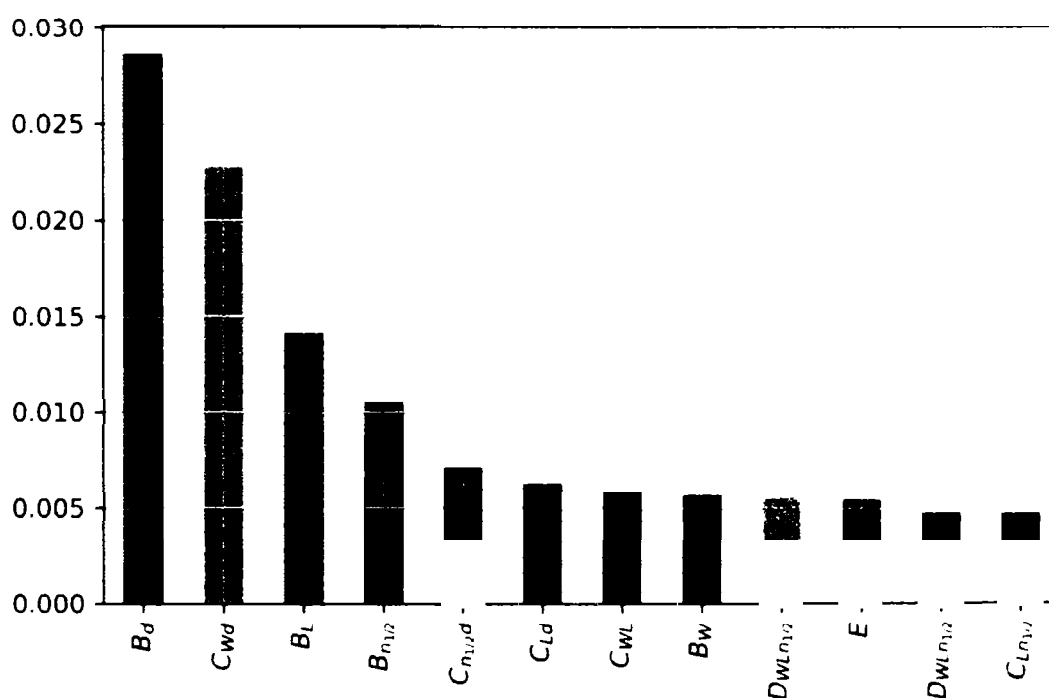
	Coef.	$\sigma$	t	$p >  t $	[0.025	0.975]
A	1.0963	0.002	719.616	0	1.093	1.099
B <sub>w</sub>	0.0057	0.002	3.745	0.002	0.002	0.009
B <sub>L</sub>	0.0142	0.002	9.316	0	0.011	0.017
B <sub>d</sub>	0.0287	0.002	18.807	0	0.025	0.032
B <sub>n</sub>	0.0105	0.002	6.913	0	0.007	0.014
C <sub>wL</sub>	-0.0063	0.002	-4.118	0.001	-0.01	-0.003
C <sub>wd</sub>	-0.0228	0.002	-14.956	0	-0.026	-0.02
C <sub>Ld</sub>	0.0063	0.002	4.12	0.001	0.003	0.01
C <sub>wn</sub>	0.0007	0.002	0.457	0.654	-0.003	0.004
C <sub>Ln</sub>	-0.0047	0.002	-3.088	0.007	-0.008	-0.001
C <sub>nd</sub>	0.0071	0.002	4.692	0	0.004	0.01
D <sub>wLn</sub>	-0.0048	0.002	-3.135	0.006	-0.008	-0.002
D <sub>wLd</sub>	0.0009	0.002	0.572	0.575	-0.002	0.004
D <sub>wdn</sub>	-2.49E-05	0.002	-0.016	0.987	-0.003	0.003
D <sub>Ldn</sub>	-0.0056	0.002	-3.661	0.002	-0.009	-0.002
E	-0.0055	0.002	-3.613	0.002	-0.009	-0.002

Analiza valorilor din tabelul 20 relevă o aproximare bună a rezultatelor din tabelul 19 ( $R^2 = 0.981$ ), totuși unii coeficienți precum  $C_{wn}$ ,  $D_{wLd}$  și  $D_{wdn}$  sunt irelevanți după cum se observă din coloana probabilității ( $p > |t|$ ) – toți acești coeficienți au probabilitatea mai mare de 0.05 ceea ce înseamnă că nu sunt relevanți.

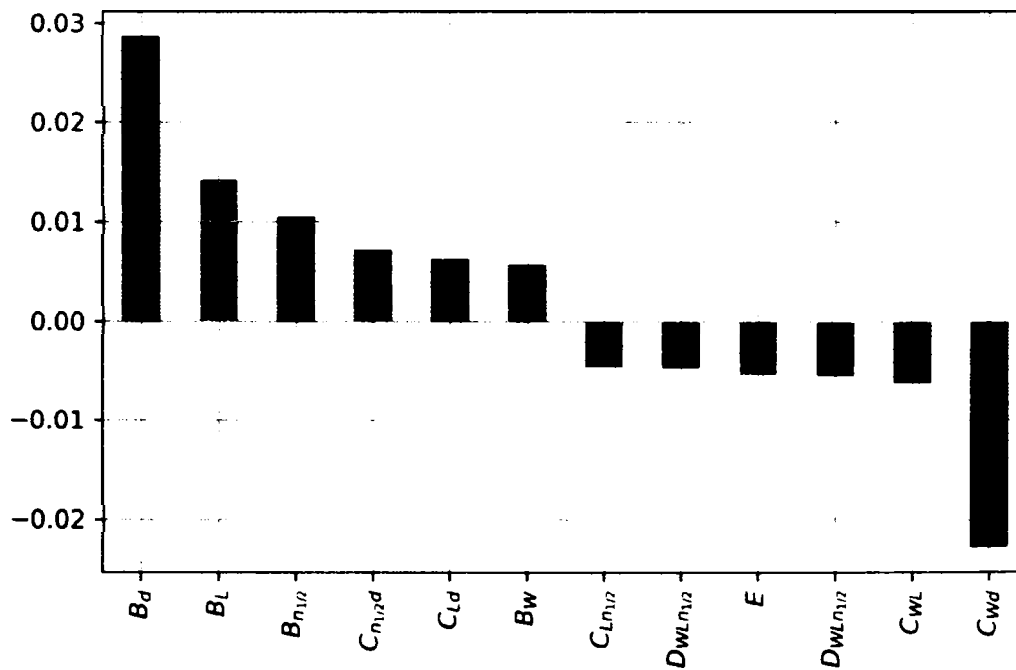
Prin eliminarea coeficienților irelevanți și recalcularea regresiei ecuației (6.1) s-a obținut expresia finală având coeficienții prezentați în tabelul 22.

**Tabel 22 Rezultatele finale ale regresiei ecuației (6.1)**

	Coef.	$\sigma$	t	p> t	[0.025	0.975]
A	1.0963	0.001	771.357	0	1.093	1.099
B <sub>w</sub>	0.0057	0.001	4.014	0.001	0.003	0.009
B <sub>L</sub>	0.0142	0.001	9.986	0	0.011	0.017
B <sub>d</sub>	0.0287	0.001	20.159	0	0.026	0.032
B <sub>n</sub>	0.0105	0.001	7.41	0	0.008	0.014
C <sub>wL</sub>	-0.0063	0.001	-4.414	0	-0.009	-0.003
C <sub>wd</sub>	-0.0228	0.001	-16.031	0	-0.026	-0.02
C <sub>Ld</sub>	0.0063	0.001	4.417	0	0.003	0.009
C <sub>Ln</sub>	-0.0047	0.001	-3.31	0.004	-0.008	-0.002
C <sub>nd</sub>	0.0071	0.001	5.03	0	0.004	0.01
D <sub>wLn</sub>	-0.0048	0.001	-3.36	0.003	-0.008	-0.002
D <sub>Ldn</sub>	-0.0056	0.001	-3.924	0.001	-0.009	-0.003
E	-0.0055	0.001	-3.873	0.001	-0.008	0

**Fig. 47 Valoarea absolută a coeficienților regresiei ordonați descrescător**

Din reprezentarea grafică a valorilor absolute a coeficienților din tabelul 22 (figura 47) se observă importanța pe care fiecare coeficient îl are în funcția obiectiv. Acest grafic completează figura 46 cu influența interacțiunilor dintre parametri și ne arată că unele interacțiuni dintre parametri sunt importante. După cum se observă în figura 47 cea mai importantă interacțiune este dată de lățimea ( $W$ ) a decupării și a poziției pe verticală ( $d$ ) a acesteia – valoarea coeficientului  $C_{wd}$ . O altă interacțiune importantă este cea dintre numărul de decupări ( $n_{1/2}$ ) și poziția acestora ( $d$ ). De observat este și faptul că lățimea ( $W$ ) a decupării are o importanță destul de mică – coeficientul  $B_W$  are o valoare mică. Totuși din figura 47 nu se observă care dintre parametri sau interacțiuni au o influență pozitivă și care au o influență negativă. Acest neajuns se poate corecta folosind o reprezentare grafică a coeficienților ordonați descrescător luând în considerare și semnul acestora (figura 48)



**Fig. 48 Valoarea coeficienților regresiei ordonați descrescător**

Figura 48 împreună cu figura 47 ne arată că dependența funcției obiectiv JF de parametrii geometrici, chiar dacă este liniară, este complicată. Determinarea prin încercare a parametrilor optimi ar fi o muncă îndelungată și dificilă.

Pentru a găsi combinația optimă de parametrii geometrici la care funcția obiectiv JF să fie maximă s-a recurs la o căutare numerică folosind funcția *minimize* din modulul *scipy* care se folosește de metoda SLSQP<sup>1</sup> [122] pentru găsirea minimumului acesteia. Cum modulul *scipy* nu are implementată o funcție de maximizare, problema de față a fost modificată într-o problemă de găsire a minimumului prin schimbarea

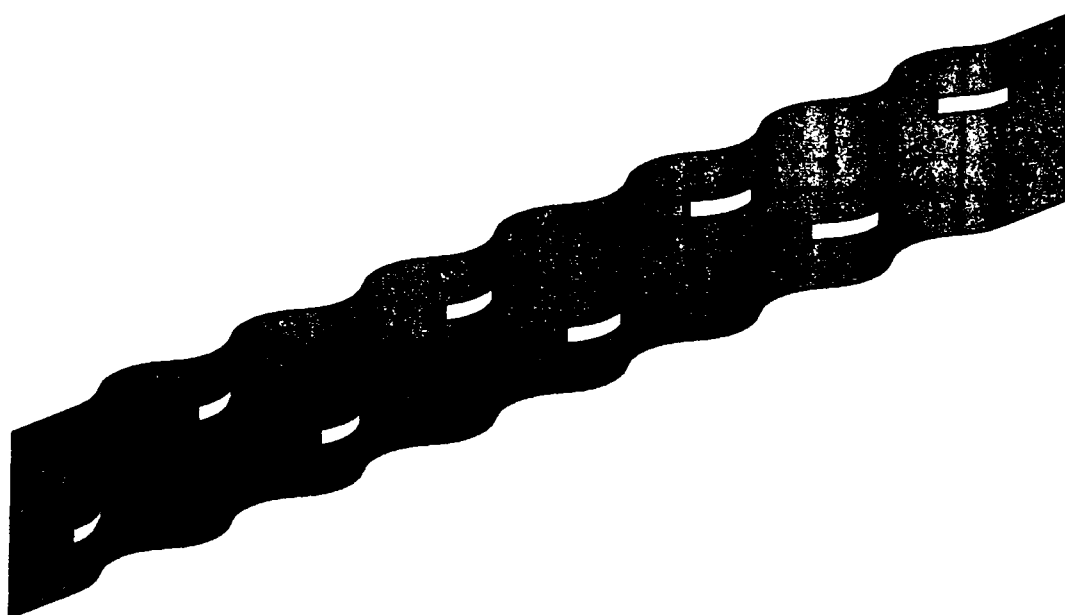
<sup>1</sup> Sequential Least Square Programming

semnului funcției JF (prezentat în listingul 6). Cu această metodă s-a găsit valoarea maximă a funcției obiectiv JF pentru combinația de parametrii din tabelul 23.

**Tabel 23 Combinația optimă de parametri**

W [mm]	L [mm]	L <sub>o</sub> [mm]	n <sub>1/2</sub>	d [mm]	JF
1	4	4.5	4	2.5	1.28

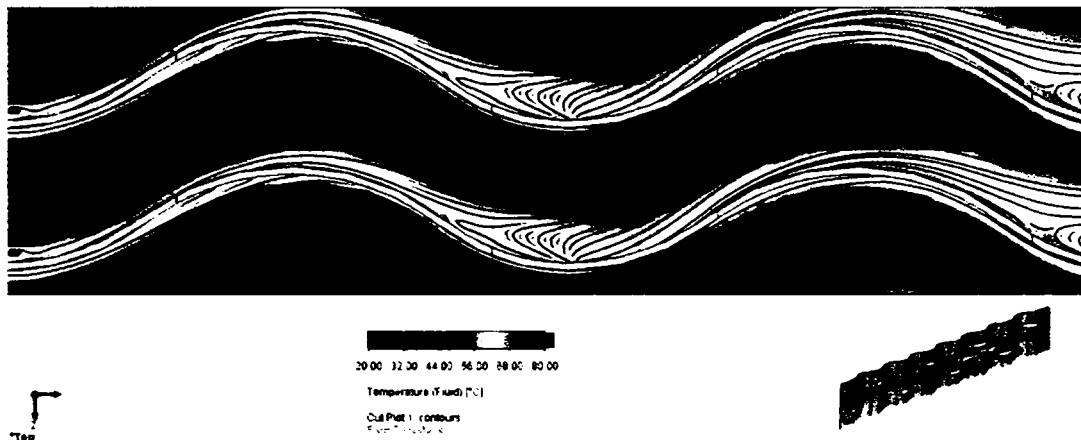
Această combinație de parametrii nu se alfa printre cele 32 de variante. Modelul ei este prezentat în figura 49.



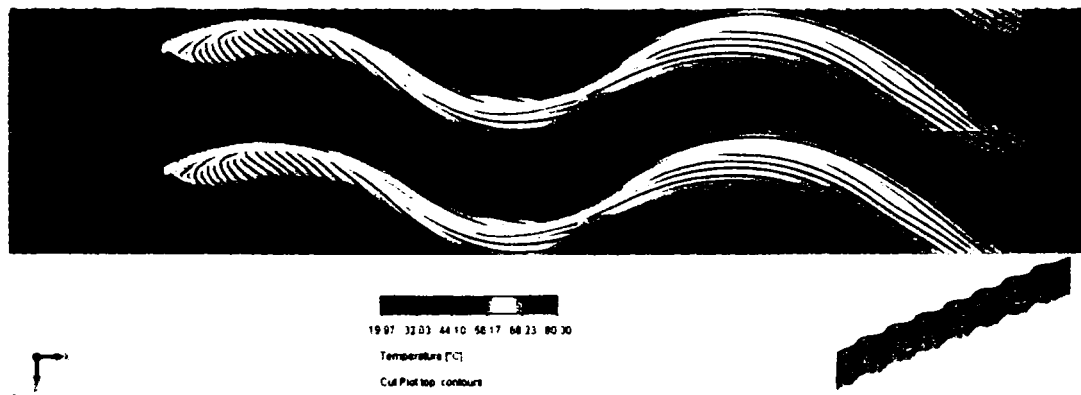
**Fig. 49 Geometria optimă a aripioarei ondulate cu spărturi rectangulare**

Spre diferență de curgerea prin aripioara ondulată cu capete drepte (AOcd) (figura 39) curgerea prin noua geometrie este mai complicată (figura 50 – arată curgerea printr-un plan aflat la mijlocul lamelei). În figura 50 se observă o amestecare a aerului mai bună față de amestecarea produsă de AOcd (figura 39). Modificarea curgerii este totală în zona spărturilor (vezi figura 51). În această zonă, curgerea în vâna de curent nu mai este sinusoidală, și se observă o împărțire a curgerii la capetele decupărilor.



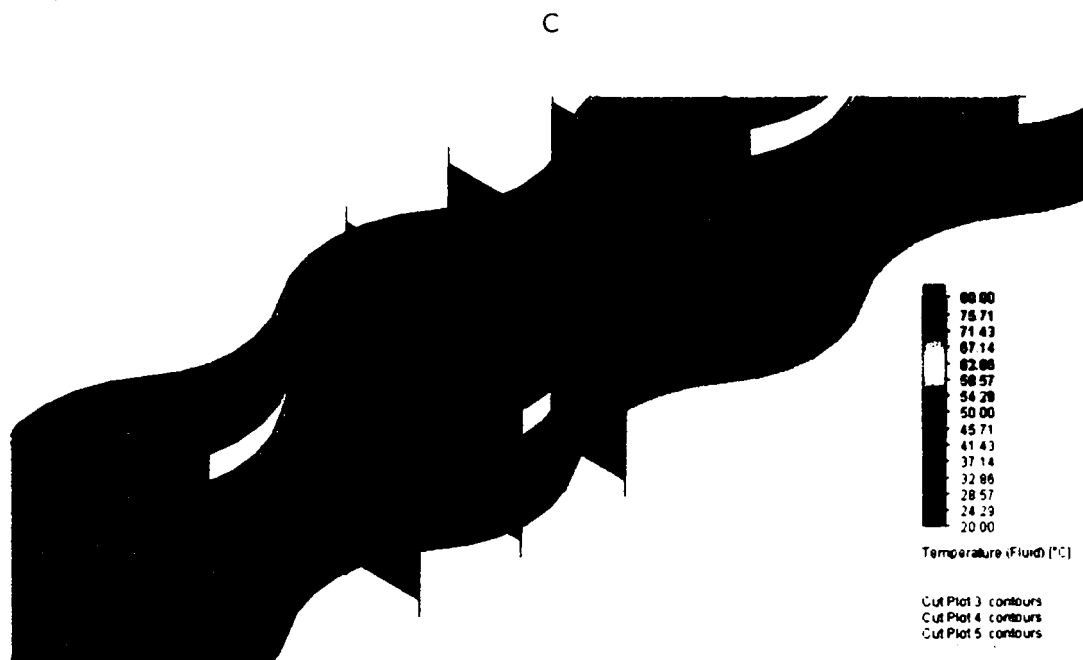


**Fig. 50** Curgerea pe aripioara ondulată cu spărturi rectangulare.  
 Detaliu prin mijlocul foliei la distanța  $x \in [10, 20]$  mm



**Fig. 51** Curgerea pe aripioara ondulată cu spărturi rectangulare  
 Detaliu în partea superioară a foliei la distanța  $x \in [10, 20]$  mm

Aceste modificări de curgere induc vârtejuri pe planul perpendicular curgerii (figura 52) ce realizează o amestecare mai bună a aerului în aripioară



**Fig. 52 Variația vitezei  $\perp$  pe viteza de curgere pentru aripioara ondulată cu spărturi rectangulare**

## 6.2 Compararea rezultatelor AOsr cu AOcd

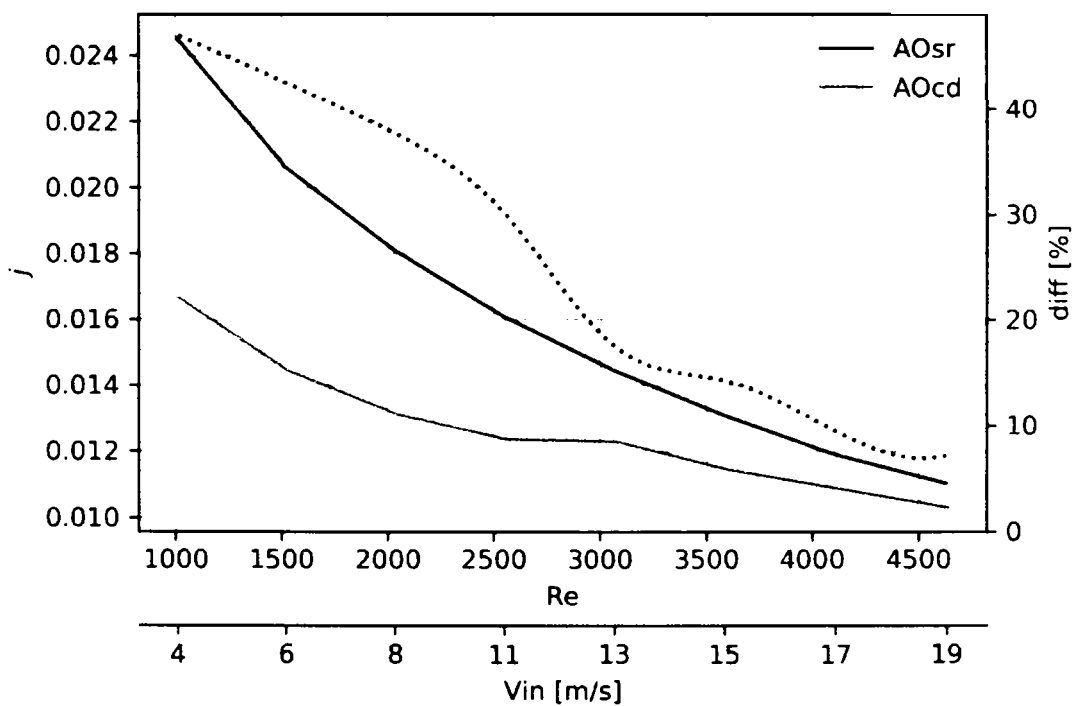
Până în acest moment analiza numerică a fost realizată la o viteză de 5 m/s constantă. Dar pentru a stabili domeniul pentru care geometria aripioarei ondulate cu spărturi rectangulare (AOsr) este superioară aripioarei ondulate cu capete drepte (AOcd) s-au calculat performanțele acestei noi geometrii pe domeniul de viteze frontale [4, 19] m/s. (tabelul 24)

**Tabel 24 Rezultatele simulărilor la mai multe viteze pe aripioara ondulată cu spărturi rectangulare**

Vin	Re	$\dot{m} \times 10^4$	$\Delta p$	$\Delta T_{min}$	Nu	j	$C_f$
m/s	-	kg/s	Pa	°C	-	-	%
4.2	1009.0	1.21	117.89	24.55	22.00	0.0245	0.16
6.4	1519.1	1.81	225.94	27.72	27.84	0.0206	0.14
8.5	2031.5	2.42	355.59	30.08	32.69	0.0181	0.12
10.6	2546.7	3.02	500.48	32.17	36.44	0.0161	0.11
12.7	3064.4	3.63	665.03	34.03	39.41	0.0145	0.10
14.8	3584.3	4.23	843.28	35.70	41.78	0.0131	0.09
16.9	4106.7	4.84	1054.06	37.27	43.51	0.0119	0.09

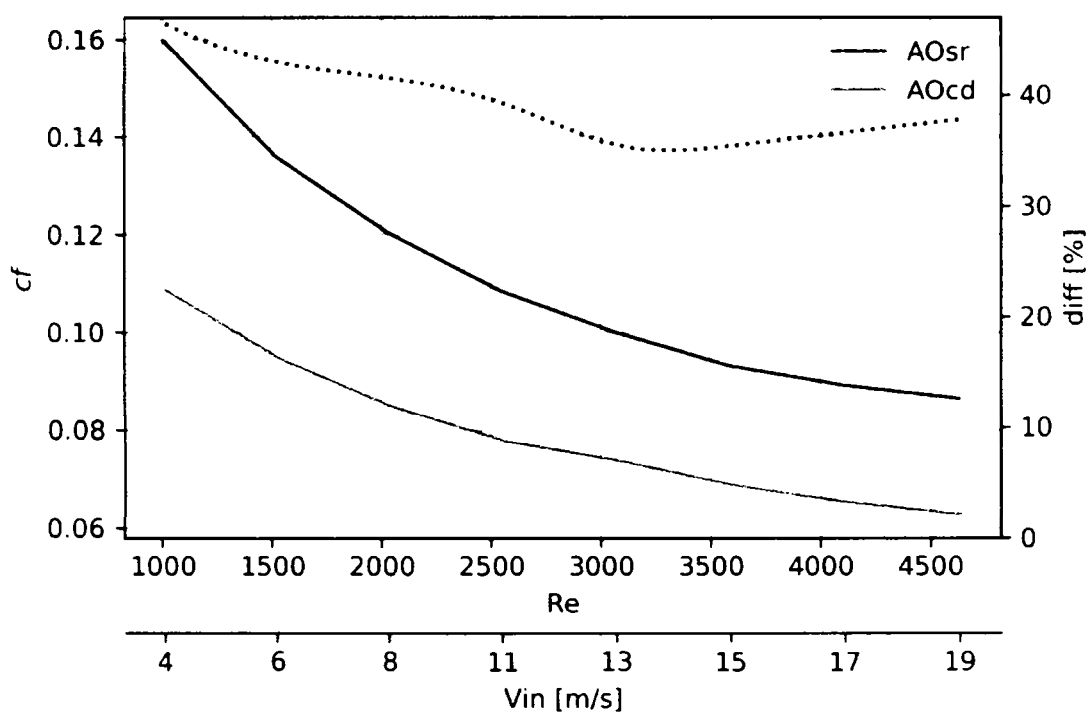
Vin	Re	$\dot{m} \times 10^4$	$\Delta p$	$\Delta T_{mIn}$	Nu	j	$C_f$
19.1	4629.4	5.45	1293.53	38.49	45.46	0.0110	0.09

După cum se observă din figura 53 numărul Colburn pentru această geometrie este constant mai mare decât cel al AOcd. Diferența relativă între cele două funcții este între 45 % pentru viteze mici și 5 % pentru viteze mari (linia punctată din figura 53).



**Fig. 53 Numărul Colburn pentru AOsr și AOcd**

Odată cu creșterea performanțelor termice cresc și căderile de presiune. În figura 54 sunt comparați coeficienții de frecare pentru cele două geometrii. În această figură se observă că coeficientul de frecare al AOsr este cu 35% - 45% mai mare decât coeficientul de frecare al AOcd, pe tot domeniul studiat. Această creștere se datorează prezenței circulației secundare ce produce vortexurile perpendiculare pe axa de curgere și creează o frecare suplimentară.

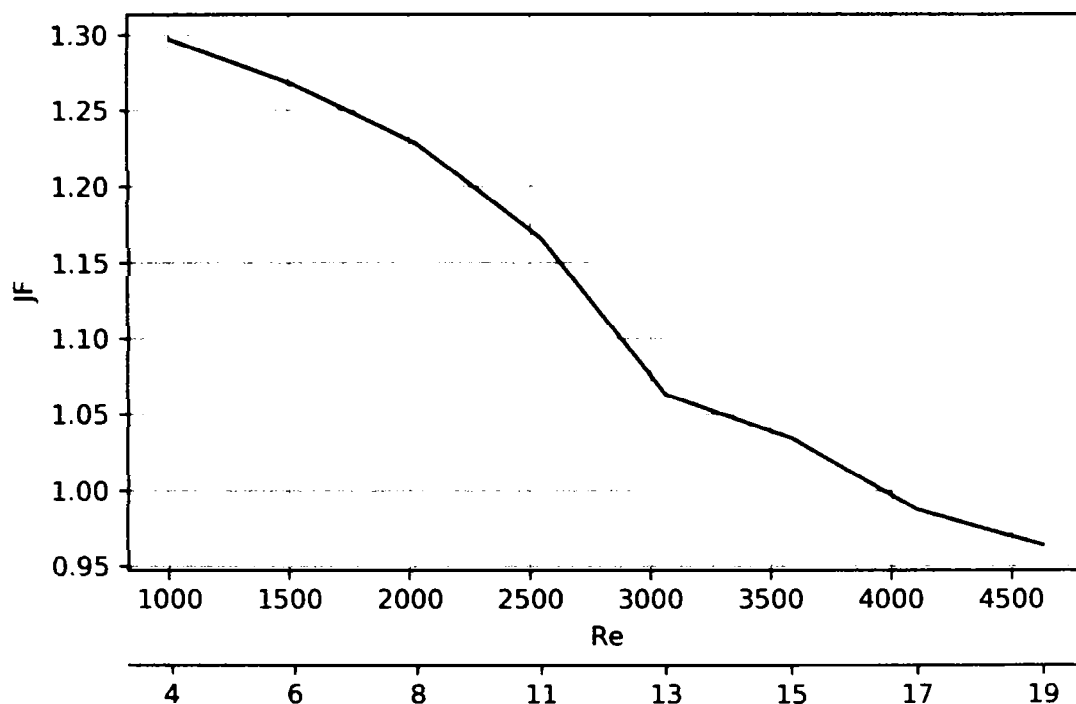


**Fig. 54 Coeficientul de frecare pentru AOSr și AOcd**

Luată separat cele două criterii nu ne permit să realizăm o analiză globală a acestei geometrii. De aceea s-a realizat comparația folosind criteriul JF. După cum se observă din tabelul 25 și figura 55, criteriul JF are o valoare supraunitară pentru viteze până la 15 m/s ( $Re \sim 3600$ ) iar după această viteză valoarea JF este subunitară.

**Tabel 25 criteriul JF în funcție de viteza aerului**

Vin	Re	JF
m/s	-	-
4.2	1009.0	1.30
6.4	1519.1	1.27
8.5	2031.5	1.23
10.6	2546.7	1.17
12.7	3064.4	1.06
14.8	3584.3	1.03
16.9	4106.7	0.99
19.1	4629.4	0.96

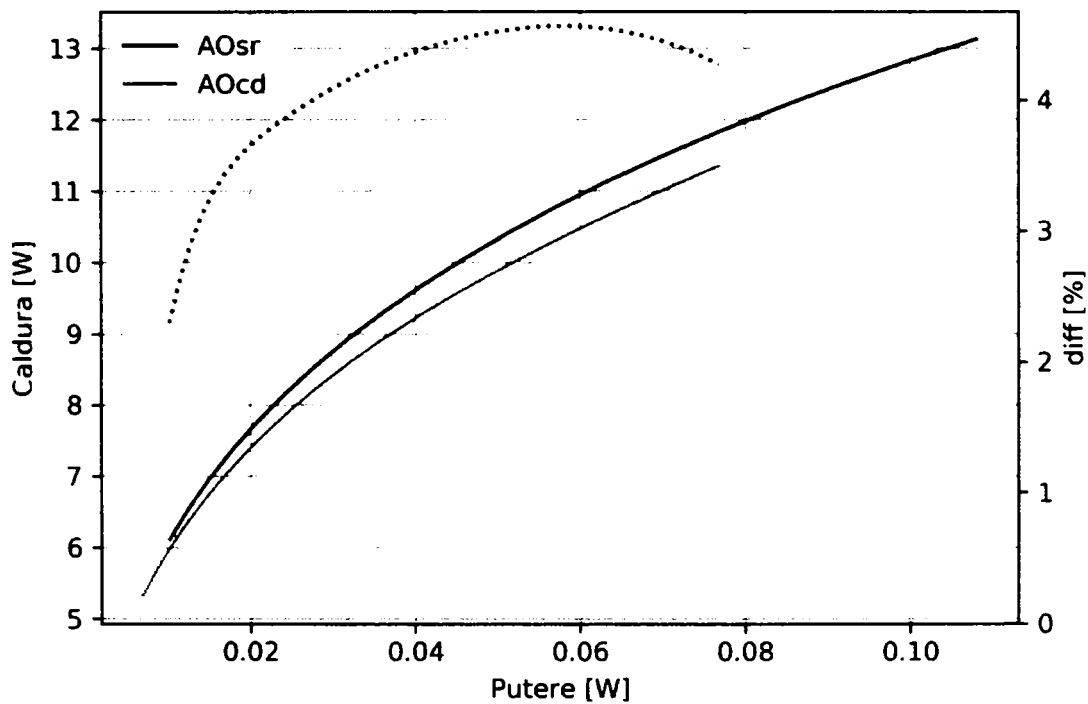


**Fig. 55 Représentation graphique a criteriului JF**

Conform analizei criteriului JF noua geometrie are un avantaj net pentru viteze ale aerului mai mici de 10 m/s. Acest criteriu, conform definiției, se poate folosi pentru comparația performanțelor la același număr Reynolds. În aplicațiile practice situația poate fi diferită. În aceste aplicații aerul este antrenat de un ventilator care are la rândul său o anumită curbă a performanțelor (debitul de aer în funcție de căderea de presiune). Există situații în care acest ventilator nu poate fi schimbat, sau schimbarea lui implică costuri prea mari. Pentru aceste aplicații utilizarea criteriului de eficiență JF nu este relevantă, fiind necesară o comparație în diferite condiții de funcționare specifice fiecărei geometrii în parte (la debite de aer diferite).

Pentru compararea noii geometrii în aplicațiile descrise mai sus trebuie să răspundem la întrebarea: *Care sunt performanțele termice ale unui schimbător de căldură având același ventilator și în aceleași condiții de funcționare dacă schimbăm aripioara de aer?*

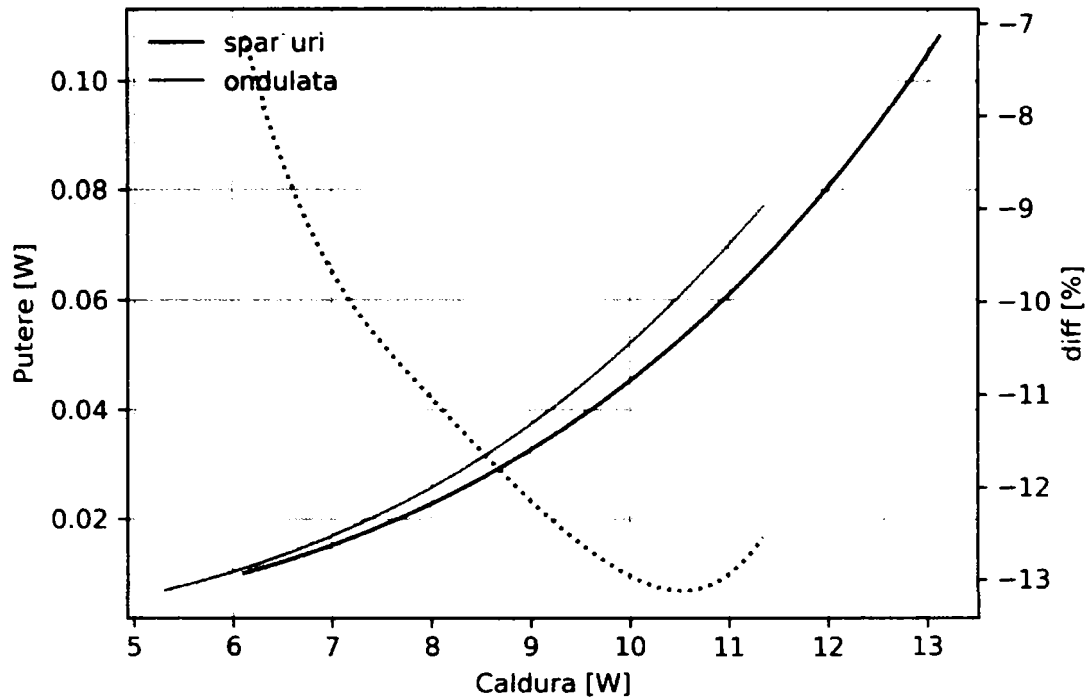
Pentru a răspunde la întrebarea de mai sus trebuie să găsim performanțele termice ale AOsr astfel încât puterea ventilatorului să rămână neschimbată. În figura 56 este prezentată căldura schimbată de două răcitoare unul având suprafețe extinse de tip AOsr și celălalt având AOcd în funcție de puterea necesară.



**Fig. 56 Fluxul de căldură evacuată în funcție de puterea ventilatorului**

Din figura 56 este evident că pe tot domeniul răcitorul cu AOsr schimbă cu 2 până la 4% mai multă căldură decât răcitorul cu AOcd. Se observă că diferența obținută comparând performanțele adimensionale de 10 la 30% s-a micșorat semnificativ în cazul schimbului de căldură. Motivul acestei micșorări este dat de vitezele diferite la care cele două schimbătoare funcționează – debitul masic care circulă prin aripioară este diferit și astfel se modifică și temperatura medie logaritmică ( $\Delta T_{\min}$ ).

Un alt exemplu practic se referă la: Care este puterea ventilatorului necesară pentru un schimbător cu AOsr în comparație cu un schimbător cu AOcd pentru a obține un anumit schimb termic?



**Fig. 57 Puterea ventilatorului în funcție de fluxul de căldură schimbată**

În figura 57 este prezentat graficul puterii în funcție de fluxul de căldură schimbat. Din acesta se observă că pentru a avea același schimb termic puterea necesară pentru vehicularea aerului prin schimbătorul cu AOSr este mai mică cu 7 până la 13%

Ca și o observație suplimentară, pentru realizarea acestor ultime două studii s-au presupus două schimbătoare de căldură având:

- aceeași suprafață de schimb termic. Considerată a fi suprafața de schimb termic pe o singură lamelă
- aceeași secțiune de curgere. Considerată a fi secțiunea de curgere folosită în simulări și care este egală pentru cele două tipuri de aripioare
- un domeniu de viteze între 2 și 16 m/s
- temperatura de intrare a aerului de 20 °C. Folosit în simulări
- schimbul termic pe partea de apă este considerat infinit în raport cu cel pe aer. Rezultă o temperatură a peretelui constantă, luată ca fiind 80 °C

### 6.3 Concluzii

În acest capitol s-a prezentat studiul performanțelor termice și hidraulice ale aripioarei ondulate cu părți rectangulare, derivată din aripioara ondulată cu capete

drepte în raport cu aceasta din urmă. Noua geometrie este formată prin realizarea unor decupări rectangulare în aripioara ondulată.

Spărturile create au două efecte:

- Limitează și distrug stratul limită din apropierea foliei
- Induc vârtejuri cu axa de rotație în lungul axei de curgere principală.

Acestea produc o amestecare suplimentară a aerului prin aripioară

Aceste două efecte produc o creștere a numărului Colburn între 40% - pentru vitezele mici și medii - și 5% - pentru vitezele mari (figura 53). Dar produc și o creștere medie de 40% a coeficientului de frecare. În general conform cu criteriul de eficiență JF AOSr are performanțe mai bune pentru vitezele de până la aproximativ 13 m/s. La viteze mai mari performanțele acestei aripioare sunt foarte apropiate de cele ale AOcd.

Utilitatea acestei aripioare este dovedită de cele două cazuri practice analizate. Aceste cazuri au arătat că în practică există o creștere de 3-4% a schimbului termic realizat de un schimbător de căldură echipat cu această aripioara pentru aceeași putere de circulare a aerului în raport cu un schimbător de căldură echipat cu AOcd. Sau o scădere de 7-13% a puterii de circulare a aerului pentru aceeași căldură schimbată.





## 7. Concluzii și contribuții personale

### 7.1 Concluzii

În lucrarea de față s-au făcut cercetări teoretice și experimentale privind performanțelor termice și hidraulice ale schimbătoarelor de căldură cu suprafețe ondulate cu capete drepte pentru obținerea unei noi geometrii, care să ducă la creșterea acestor performanțe.

Cercetarea în domeniul suprafețelor de schimb termic este un domeniu foarte activ, de o importanță deosebită pentru industria producătoare de schimbătoare de căldură.

În lucrare s-a analizat literatura de specialitate, până la momentul actual, pentru diferite tipuri de suprafețe extinse, cu un accent pus pe aripioara ondulantă. Această analiză a dus la concluzia că deși există o formă analitică general acceptată, a expresiilor pentru determinarea numărului Nusselt/Colburn și a coeficientului de frecare, coeficienții acestor expresii trebuie determinați experimental deoarece diferențele relative între expresiile determinate pot ajunge până la 80%.

Specific, pentru compania S.C. RAAL S.A. BISTRITA este importantă cunoașterea expresiilor analitice de variație a numărului Nusselt/Colburn și a coeficientului de frecare cu parametrii geometrici pentru aripioarele ondulate cu capete drepte. Prin urmare în lucrare s-au folosit 17 răcitoare de test – cu parametrii geometrici diferiți – pentru determinarea coeficienților unor astfel de expresii.

Realizarea și efectuarea testelor este un proces de lungă durată și costisitor. Datorită acestui fapt pentru determinarea unor forme geometrice mai performante este de ajutor folosirea simulărilor pe calculator. Validarea rezultatelor numerice din această lucrare a fost realizată cu ajutorul rezultatelor experimentale obținute pe aripioara ondulantă cu capete drepte. Aici s-a arătat că există o bună concordanță între aceste rezultate, în domeniul de  $\pm 15\%$ .

Folosind comparația cu rezultatele simulărilor aripioarei ondulate cu capete drepte s-a studiat un nou tip de geometrie prin introducerea unor generatori de turbulențe și s-a arătat că aceștia au un efect pozitiv în creșterea performanțelor de schimb termic al schimbătoarelor de căldură, și reducerea zgomotului creat de ventilator prin utilizarea unui debit de aer mai mic.

În continuare, folosind rezultatele obținute în această lucrare, se vor putea realiza următoarele studii prin care performanțele suprafețelor extinse se pot îmbunătăți:

- studierea numerică a curgerii *aripioarelor ondulate cu capete drepte* la alți parametrii geometrici greu realizabili practic;
- studierea decupajelor dispuse la un unghi diferit de zero față de axa principală de curgere;
- studierea unor forme diferite de decupaje, spre exemplu cele triunghiulare;
- realizarea decupajelor pe aripioare ondulate frânte;

dar și alte studii pe geometrii mai diferite care implică crearea de vârtejuri perpendiculare pe axa de curgere.

## 7.2 Contribuții personale

Teza de doctorat „CONTRIBUȚII PRIVIND CERCETĂRI ALE SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ CU SUPRAFEȚE ONDULATE CU CAPETE DREPTE ȘI SUPRAFEȚE CU GENERATORI DE TURBULENȚE” se bazează pe cunoștințele teoretice și experimentale de peste 18 ani a autorului în acest domeniu și pe colaborarea cu Facultatea de Mecanică, catedra Mașini Mecanice, Utilaje și Transporturi, din cadrul Universității Politehnica Timișoara.

Cercetările experimentale și numerice a curgerii aerului prin astfel de suprafețe extinse de schimb termic efectuată s-au concretizat cu câteva contribuții personale ale autorului ce au un impact pozitiv în industria producătoare de răcitoare compacte, printre care se pot enumera:

- analiza și sistematizarea datelor prezente în literatura de specialitate până la momentul actual pentru diferitele suprafețe extinse de schimb termic. Analiza s-a axat în special pe prezentarea principalelor ecuații criteriale aplicabile geometriei ondulate. Aici s-a arătat dificultatea obținerii unor ecuații criteriale general valabile;
- s-a îmbunătățit standul de încercare prin introducerea unor automatizări în postprocesarea datelor primare obținute din testare;
- s-au proiectat și încercat experimental 17 schimbătoare de căldură din aluminiu în peste 760 puncte de funcționare, având dimensiuni și parametrii geometrici diferiți;
- analiza și determinarea ecuațiilor criteriale (4.21) și (4.24) ce permit calcularea performanțelor termice și hidraulice ale aripioarei *ondulate cu capete drepte* în funcție de parametrii geometrici cum sunt înălțimea, pasul și grosimea;
- automatizarea postprocesării datelor experimentale obținute pe un număr mare de schimbătoare de căldură folosind ecosistemul limbajului de programare Python. Codul acestor programe fiind pus la dispoziție în A3;
- îmbunătățirea *programului de calcul al schimbătoarelor de căldură* (PCSC) existent în cadrul companiei RAAL S.A. prin încorporarea ecuațiilor criteriale (4.21) și (4.24);
- proiectarea și studierea numerică a curgerii printr-o nouă geometrie, denumită *aripioara ondulată cu spărturi rectangulare*, care folosește promotorii de turbulență pentru a induce o circulație secundară prin aripioara. Această circulație produce vârtejuri cu axa de rotație dealungul axei principale de curgere. Folosindu-se de criteriul de eficiență JF, s-a arătat că folosirea acestor promotori de turbulență cresc performanța totală a noilor aripioare pentru viteze medii (<11 m/s) cu 15 – 30% în comparație, la aceeași viteză, cu aripioara ondulată cu capete drepte (figura 55). Schimbătoarele de căldură ce le folosesc realizează un schimb de termic cu 3 – 4% mai mare pentru aceleași dimensiuni și puteri de circulare a aerului decât cele dotate cu aripioara ondulată cu capete drepte. Sau dacă se menține un flux constant, răcitoarele dotate cu această aripioară necesită ventilatoare cu puteri de 7 până la 12% mai mici decât cele dotate cu aripioară ondulată cu capete drepte;
- s-a îmbogățit literatura de specialitate cu informații noi. Parte din aceste informații fiind publicate în cele peste 20 lucrări ale autorului apărute în diferite reviste de specialitate sau susținute la congrese interne și internaționale [15], [21], [128]–[137], [25], [138]–[140], [27], [98], [123]–[127]

De menționat sunt lucrările apărute în: Experimental Heat Transfer [25] indexată ISI, lucrarea susținută la conferința ICPR-AEM 2016 [123] indexată ISI, Applied Mechanics and Materials [22], [124], [141] indexate BDI, lucrarea susținută la o conferință internațională din Londra UK Heat Transfer Conference [23], dar și alte lucrări în diferite publicații și conferințe [15], [16], [21], [126] din țară și străinătate.

Dar și contribuția autorului la monografia „**Proiectarea și încercarea radiatoarelor**” [27] un ghid destinat proiectanților privind modul de dimensionare și construcție a schimbătoarelor de căldură.

## Anexe

### A1 Erori si incertitudini

Datorită erorilor finite și diferite de zero a instrumentelor de măsură, indiferent de construcția acestora, fiecare rezultat al unei măsurători fie el de temperatură, presiune, debit, curent electric, etc are o incertitudine diferită de zero.

Erorile care pot apărea într-o măsurătoare a unei mărimi sunt de două tipuri, după cum este definit în [142]:

- **erorile sistematice** sau *acuratețea* măsurătorii, definită ca fiind diferența dintre valoarea adevărată și valoarea observată. Acestea pot fi eliminate, sau reduse prin calibrare
- **erorile aleatorii** sau *precizia* măsurătorii, definită ca fiind o eroare care cauzează diferențe ale valorii mărimii la citiri repetate, în jurul unei valori medii. Măsurătorile pot fi precise sau imprecise, în funcție de cât de bine instrumentul poate reproduce valoarea mărimii la măsurători repetate.

Dacă acuratețea unui instrument, sau sistem de măsură poate fi îmbunătățită și/sau determinată prin calibrare, nu se poate spune același lucru despre erorile aleatorii, care trebuie tratate statistic.

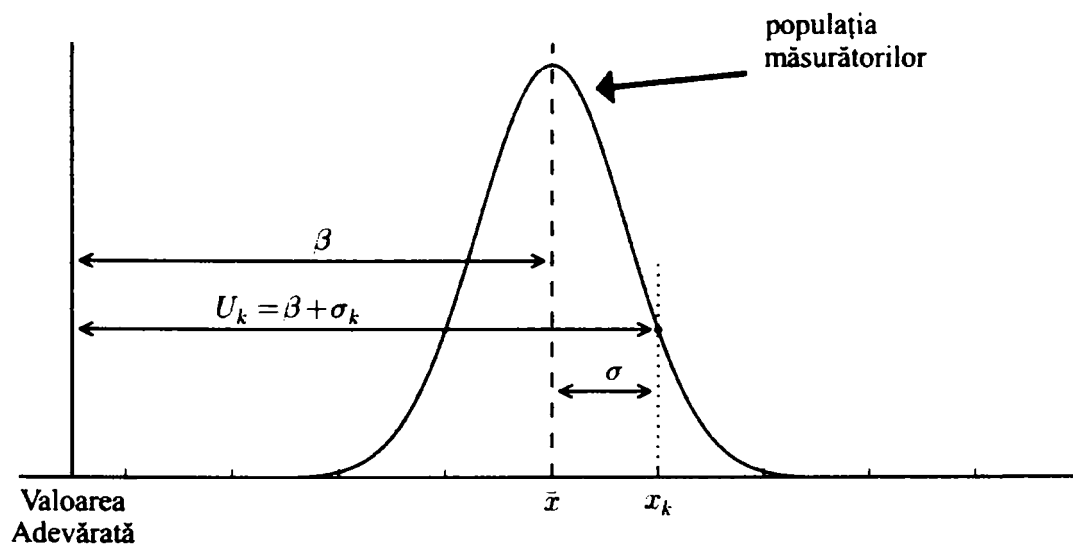


Fig. 58 Compunerea erorilor de măsurare

În cazul repetării unei măsurători, menținând condițiile exterioare constante, vom obține diferite valori ale mărimii fizice măsurate, de exemplu temperatura unui fluid. Aceste valori diferite apar datorită unor mici influențe ale sistemului de măsură –denumite zgomote. Un exemplu este cazul măsurării temperaturii unui fluid cu ajutorul unei termorezistente unde apar mici variații ale tensiunii de alimentare – zgomotul sursei de alimentare –a termorezistenței ceea ce va influența valoarea

temperaturii de fiecare dată când se repetă măsurătoarea, iar valoarea cea mai apropiată de adevăr este considerată valoarea medie a măsurătorilor vezi figura 58.

Dacă se repetă încă o dată măsurătoarea, noua valoare obținută va modifica valoarea medie a măsurătorilor, obținându-se o valoare adevărată modificată. Pentru a putea fi siguri că valoarea medie a mărimii măsurate este valoarea adevărată va trebui să realizăm o înfinitate de repetări ale măsurătorii, ceea ce este practic imposibil de realizat, de aceea vom accepta o incertitudine a valorii medii obținute pe un număr de repetări finite; literatura recomandă între 5 și 30 măsurători [142]. Desigur, în funcție de tipul standului de măsură aceste repetări trebuie să fie realizate în așa fel încât să se elimine timpul propriu de răspuns al sistemului [100].

Incertitudinea unei mărimi măsurate se consideră a fi estimarea erorii totale care include cele două tipuri de erori definite mai sus iar valoarea mărimii se scrie:

$$x = \bar{x} \pm U @ 95\% \quad (A.1)$$

$\bar{x}$  fiind valoarea medie a mărimii măsurate, iar  $U$  fiind incertitudinea totală a măsurătorii la o confidență de 95%, sau  $2\sigma$ . Confidența este reprezentată de probabilitatea ca, în cazul în care se repetă măsurătorile valoarea adevărată să fie în intervalul descris de  $\bar{x}-U$  și  $\bar{x}+U$ , astfel la o confidență de 95% avem 5% șanse ca în cazul repetării experimentului valoarea adevărată să nu fie în intervalul dat; de exemplu din 20 de repetări a măsurătorii doar una va avea o valoare în afara domeniului  $[\bar{x}-U, \bar{x}+U]$  denumit interval de confidență [143]. Deși nu există un fundament teoretic confidențele folosite de obicei în măsurători sunt următoarele confidențe:

- $1\sigma$  unde 68.3% din măsurători vor fi în intervalul  $\pm 1\sigma$  față de valoare medie
- $2\sigma$  unde 95% din măsurători vor fi în intervalul  $\pm 2\sigma$  față de valoarea medie
- $3\sigma$  unde 99.7% din măsurători vor fi în intervalul  $\pm 3\sigma$  față de valoarea medie

Incertitudinea totală,  $U$ , este compusă din suma celor două tipuri de erori: eroarea sistematică  $\beta$  și eroarea aleatorie  $\sigma$ . În figura 58 se reprezintă grafic cele două tipuri de erori pe o histogramă, unde pe axa verticală este indicată frecvența cu care o anumită valoare apare la repetarea măsurătorii.

Pentru a afla  $\sigma$  sau deviația standard medie, pe o populație de măsurători, va trebui să apelăm la interpretarea statistică. Pentru aceasta se consideră ca distribuția valorilor este o distribuție normală, sau o distribuție gaussiană – fiecare valoare are aceeași probabilitate de apariție – reprezentată grafic în figura 58.

Deoarece populația măsurătorilor este o populație mică, din considerente de ordin practic, deviația standard a valorilor măsurătorilor este determinată de:

$$\sigma = \frac{\sqrt{x_1^2 + x_2^2 + x_3^2 + \dots + x_n^2}}{n - 1} \quad (A.2)$$

După cum am explicat mai sus, în cazul în care la numărul de repetări realizate se mai adaugă alte repetări valoarea medie a măsurătorilor se schimbă și vom avea o populație de valori medii, a cărei deviații standard se poate calcula astfel:

$$\bar{\sigma} = \sigma / \sqrt{n} \quad (A.3)$$

valorile medii nu au o distribuție gaussiană, ci are o distribuție deplasată, numita distribuția student sau t care se poate găsi în tabele [144] sau limbaje de programare precum python [145]. Intervalul de confidență pentru medie este definit în următoarea formulă [100]

$$x = \bar{x} \pm t_{1-\alpha, \nu} \cdot \sigma / \sqrt{n} \quad (A.4)$$

unde  $\nu^1$  reprezintă gradele de libertate ale distribuției student, în cazul nostru  $\nu = n - 1$ , iar  $\alpha$  reprezintă probabilitatea pentru care se dorește calculul intervalului - vezi mai sus la intervale de confidență.

În general incertitudinea U se poate scrie:

$$U = \beta + t_{1-\alpha, \nu} \sigma' / \sqrt{n} \quad (A.5)$$

Un alt aspect important ce trebuie prezentate este prelucrarea mărimilor cu incertitudini și anume determinarea incertitudinilor unor mărimi derivate din valorile cu incertitudini.

Pentru principalele operații se definesc următoarele modalități de calcul:

adunarea:  $(\bar{x} \pm U_x) + (\bar{y} \pm U_y) = \bar{x} + \bar{y} \pm \sqrt{U_x^2 + U_y^2}$

• scăderea:  $(\bar{x} \pm U_x) - (\bar{y} \pm U_y) = \bar{x} - \bar{y} \pm \sqrt{U_x^2 + U_y^2}$

• înmulțirea:  $(\bar{x} \pm U_x) \cdot (\bar{y} \pm U_y) = \bar{x} \cdot \bar{y} \pm \sqrt{(U_x/x)^2 + (U_y/y)^2}$

• împărțirea:  $\frac{\bar{x} \pm U_x}{\bar{y} \pm U_y} = \frac{\bar{x}}{\bar{y}} \pm \frac{\bar{x}}{\bar{y}} \sqrt{(U_x/x)^2 + (U_y/y)^2}$

În general dacă avem o mărime derivată R care depinde de mai multe variabile cu incertitudini atunci determinarea incertitudinii lui R se calculează astfel [142]:

$$U_R = \frac{R(x, y, \dots, k)}{R \pm U_R} \sqrt{(\partial_x R \cdot U_x)^2 + (\partial_y R \cdot U_y)^2 + \dots + (\partial_k R \cdot U_k)^2} \quad (A.6)$$

<sup>1</sup>Proprietățile distribuției student ne arată ca pentru un număr mare de grade de libertate aceasta se apropie de distribuția gaussiană.

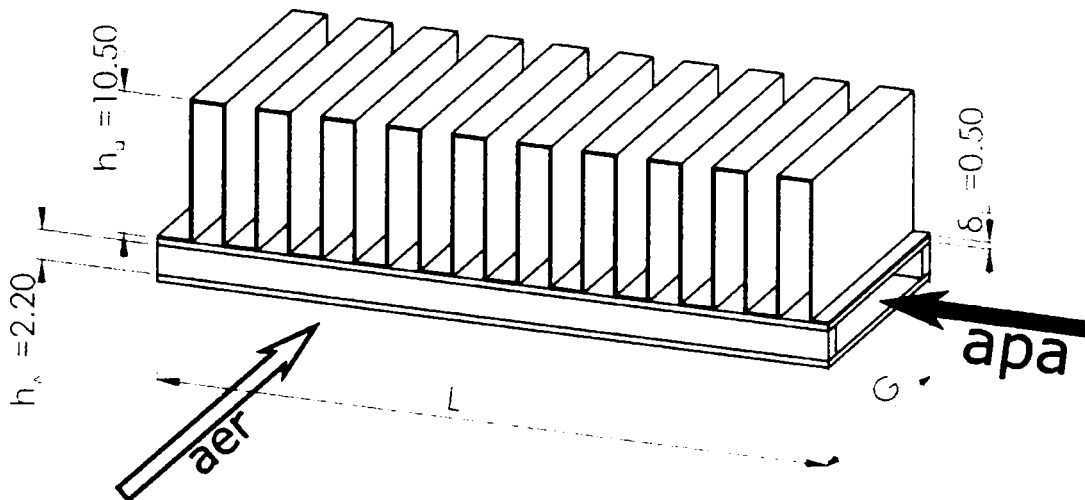
## A2 Analiza dimensională a rezistențelor termice

Pornind de la relațiile (4.3) – (4.7) vom determina ordinul de mărime al fiecărei rezistențe termice folosindu-ne de proprietățile materialului și de caracteristicile geometrice ale schimbătoarelor de căldură testate.

Pe site-ul The Engineering ToolBox [146] sunt specificate domeniile de variație a coeficienților de convecție pentru diferite fluide. Dintre acestea de interes pentru analiza de față sunt domeniile de variație pentru convecția forțată a aerului și a apei:

- Pentru aer și gaze: 10 – 1000 [W/mK]
- Pentru apa și lichide: 50 – 10000 [W/mK]

Pentru exemplu vom considera o unitate funcțională a unui schimbător. Aceasta fiind compusă dintr-un canal de apă și un canal de aer, despărțite de un perete lateral cum se poate observa în figura 59.



**Fig. 59** Unitatea funcțională a schimbătorului

Suprafața de schimb termic pe partea aerului se poate calcula dacă se consideră valorile medii pentru înălțimea ( $h_a=10.5\text{mm}$ ), lungimea de curgere ( $G=140\text{mm}$ ), lățimea ( $L = 800\text{ mm}$ ) și pasul aripioarei ( $p_a = 5\text{mm}$ ) de aer.

$$A_a = N_f \times A_f + A_b = 4 \cdot (h_a \cdot G) \times \frac{L}{p_a} + (G \cdot L - \frac{L}{p_a} \cdot \delta_t) \Rightarrow$$

$$A_a = 2 \cdot (10.5 \cdot 140) \times \frac{800}{5} [\text{mm}^2] + (140 \cdot 800 - \frac{800}{5} \cdot 0.14) [\text{mm}^2]$$

$$A_a = 1.053 [\text{m}^2] \Rightarrow A_a \sim 1 \text{ m}^2$$

Suprafața de schimb termic pentru apă se calculează într-un mod asemănător. Cunoscând înălțimea ( $h_w = 2.2\text{ mm}$ ), lățimea ( $G=140\text{ mm}$ ) lungimea ( $L=800\text{mm}$ ) și pasul turbulatorului ( $p_w = 15\text{ mm}$ ) pentru apă, valoarea suprafeței de schimb termic pe apă este:

$$A_w = N_t \times A_t + A_b = 4 \cdot (h_w \cdot L) \times \frac{G}{p_w} + (G \cdot L - \frac{G}{p_w} \cdot \delta_t) \Rightarrow$$

$$A_w = 0.1778 [\text{m}^2] \Rightarrow A_w \sim 10^{-1} [\text{m}^2]$$



Cunoscând conductivitatea aliajului de Al (Al3003) din care este construit schimbătorul de căldură  $\lambda=167 \text{ W/mK}$  [147], și suprafața de schimb termic a peretelui despărțitor dată de  $A_p = L \cdot G = 0.112 \text{ m}^2$ , putem estima ordinul fiecărei rezistențe termice din ecuația (4.4):

$$R_a = \frac{1}{10^2 \left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right] \cdot 98 [\%] \cdot 1 [\text{m}^2]} \sim 10^{-2} \left[ \frac{\text{K}}{\text{W}} \right]$$

$$\cdot R_w = \frac{1}{10^4 \left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right] \cdot 10^{-1} [\text{m}^2]} \sim 10^{-3} \left[ \frac{\text{K}}{\text{W}} \right]$$

$$R_w = \frac{0.5 \times 10^{-3} [\text{m}]}{1.67 \times 10^2 \left[ \frac{\text{W}}{\text{mK}} \right] \cdot 1.12 \times 10^{-1} [\text{m}^2]} \sim 10^{-5} \left[ \frac{\text{K}}{\text{W}} \right]$$



### A3 Listingul programelor folosite

Evoluția tehnicii de calcul ușurează mult munca unui inginer și o face mai sigură. În loc să fie preocupat de calcularea și verificarea manuală a procedeeelor repetitive, inginerul este lăsat să studieze metodele de îmbunătățire a aparatelor sau a utilajelor, munca repetitivă trecând în sarcina calculatorului și a programelor folosite. Totuși acest avans al tehnicii impune inginerului cunoașterea de domenii conexe printre care programarea care are o importanță deosebită.

Deși există multe limbaje de programare cum sunt C++, Java, C# etc s-a ales limbajul Python [148] pentru a automatiza prelucrarea informației din această lucrare. Motivele alegerii acestui limbaj fiind: al simplității acestuia; al existenței unor librării de calcul științifice puternice cum ar fi *numpy* și *scipy* [145]; al gratuității acestuia; al portabilității acestuia; cât și a faptului că împreună cu mediul de dezvoltare *spider* [149] a devenit un limbaj folosit intens în lumea științifică.

În continuare se vor prezenta părțile de cod importante folosite în prelucrarea datelor.

#### Prelucrarea rezultatelor experimentale:

Calculul numeric al inversului funcției (3.13) se realizează folosind metoda brentq de aflare a rădăcinilor unei funcții. Modul de calcul se găsește în listingul listing 1

#### listing 1 calculul funcției $N_{tu}$ în cazul curgerii încrucișate cu ambele fluide neamestecate

```
def _get_instante_eps(eps, nu, nu2):
    return (isinstance(eps, list) and isinstance(nu, float) and isinstance(nu2, float)
            or isinstance(eps, float) and isinstance(nu, list) and isinstance(nu2, list))

def _get_instanse_eps(nu, nu2):
    """
    Returneaza lista de instante eps pentru care se calculeaza Ntu
    """
    eps = []
    if isinstance(nu, float) and isinstance(nu2, float):
        eps.append(eps)
    elif isinstance(nu, list) and isinstance(nu2, list):
        for i, nu_i in enumerate(nu):
            for j, nu2_j in enumerate(nu2):
                eps.append((nu_i, nu2_j))
    else:
        raise ValueError('nu si nu2 trebuie sa fie liste sau float-uri')

    return eps

def _get_instanse_eps(nu, nu2):
    """
    Returneaza lista de instante eps pentru care se calculeaza Ntu
    """
    eps = []
    if isinstance(nu, float) and isinstance(nu2, float):
        eps.append(eps)
    elif isinstance(nu, list) and isinstance(nu2, list):
        for i, nu_i in enumerate(nu):
            for j, nu2_j in enumerate(nu2):
                eps.append((nu_i, nu2_j))
    else:
        raise ValueError('nu si nu2 trebuie sa fie liste sau float-uri')

    return eps

def _get_instanse_eps(nu, nu2):
    """
    Returneaza lista de instante eps pentru care se calculeaza Ntu
    """
    eps = []
    if isinstance(nu, float) and isinstance(nu2, float):
        eps.append(eps)
    elif isinstance(nu, list) and isinstance(nu2, list):
        for i, nu_i in enumerate(nu):
            for j, nu2_j in enumerate(nu2):
                eps.append((nu_i, nu2_j))
    else:
        raise ValueError('nu si nu2 trebuie sa fie liste sau float-uri')

    return eps
```

Funcția `eps_neamestecat_all` este implementarea ecuației (3.13). Iar funcția `ntu_neamestecat_all` reprezintă inversul funcției anterioare. Algoritmul de aflare a inversului este implementat de funcția internă `optim`, definită la liniile 17-21. Funcția `optim` întoarce rădăcina expresiei lambda de la linia 19 pentru o singură valoare. Pentru a putea fi folosită pentru o listă de valori aceasta este apelată în linia 32 pentru toate valorile introduse.

Calculul coeficientului de schimb termic convectiv pe partea aerului se realizează cu ajutorul funcției `calc_alpha_a` definită în listingul listing 2.

### listing 2 Funcția de calcul a coeficientului de convecție a aerului

```

1.
def calc_alpha_a(
2.     """
3.     """
4.     if not isinstance(
5.         return
6.     try:
7.         lambda x:
8.         """
9.         """
10.    except ValueError:
11.        raise
12.        """
13.    """
14.    """
15.    """
16.    """
17.    """
18.    """
19.    """
20.    """
21.    """
22.    """
23.    """
24.    """
25.    """
26.    """
27.    """
28.    """
29.    """
30.    """
31.    """
32.    """
33.    """
34.    """
35.    """
36.    """
37.    """
38.    """
39.    """
40.    """
41.    """
42.    """
43.    """
44.    """
45.    """
46.    """
47.    """
48.    """
49.    """
50.    """
51.    """
52.    """
53.    """
54.    """
55.    """
56.    """
57.    """
58.    """
59.    """
60.    """
61.    """
62.    """
63.    """
64.    """
65.    """
66.    """
67.    """
68.    """
69.    """
70.    """
71.    """
72.    """
73.    """
74.    """
75.    """
76.    """
77.    """
78.    """
79.    """
80.    """
81.    """
82.    """
83.    """
84.    """
85.    """
86.    """
87.    """
88.    """
89.    """
90.    """
91.    """
92.    """
93.    """
94.    """
95.    """
96.    """
97.    """
98.    """
99.    """
100.   """
101.   """
102.   """
103.   """
104.   """
105.   """
106.   """
107.   """
108.   """
109.   """
110.   """
111.   """
112.   """
113.   """
114.   """
115.   """
116.   """
117.   """
118.   """
119.   """
120.   """
121.   """
122.   """
123.   """
124.   """
125.   """
126.   """
127.   """
128.   """
129.   """
130.   """
131.   """
132.   """
133.   """
134.   """
135.   """
136.   """
137.   """
138.   """
139.   """
140.   """
141.   """
142.   """
143.   """
144.   """
145.   """
146.   """
147.   """
148.   """
149.   """
150.   """
151.   """
152.   """
153.   """
154.   """
155.   """
156.   """
157.   """
158.   """
159.   """
160.   """
161.   """
162.   """
163.   """
164.   """
165.   """
166.   """
167.   """
168.   """
169.   """
170.   """
171.   """
172.   """
173.   """
174.   """
175.   """
176.   """
177.   """
178.   """
179.   """
180.   """
181.   """
182.   """
183.   """
184.   """
185.   """
186.   """
187.   """
188.   """
189.   """
190.   """
191.   """
192.   """
193.   """
194.   """
195.   """
196.   """
197.   """
198.   """
199.   """
200.   """
201.   """
202.   """
203.   """
204.   """
205.   """
206.   """
207.   """
208.   """
209.   """
210.   """
211.   """
212.   """
213.   """
214.   """
215.   """
216.   """
217.   """
218.   """
219.   """
220.   """
221.   """
222.   """
223.   """
224.   """
225.   """
226.   """
227.   """
228.   """
229.   """
230.   """
231.   """
232.   """
233.   """
234.   """
235.   """
236.   """
237.   """
238.   """
239.   """
240.   """
241.   """
242.   """
243.   """
244.   """
245.   """
246.   """
247.   """
248.   """
249.   """
250.   """
251.   """
252.   """
253.   """
254.   """
255.   """
256.   """
257.   """
258.   """
259.   """
260.   """
261.   """
262.   """
263.   """
264.   """
265.   """
266.   """
267.   """
268.   """
269.   """
270.   """
271.   """
272.   """
273.   """
274.   """
275.   """
276.   """
277.   """
278.   """
279.   """
280.   """
281.   """
282.   """
283.   """
284.   """
285.   """
286.   """
287.   """
288.   """
289.   """
290.   """
291.   """
292.   """
293.   """
294.   """
295.   """
296.   """
297.   """
298.   """
299.   """
300.   """
301.   """
302.   """
303.   """
304.   """
305.   """
306.   """
307.   """
308.   """
309.   """
310.   """
311.   """
312.   """
313.   """
314.   """
315.   """
316.   """
317.   """
318.   """
319.   """
320.   """
321.   """
322.   """
323.   """
324.   """
325.   """
326.   """
327.   """
328.   """
329.   """
330.   """
331.   """
332.   """
333.   """
334.   """
335.   """
336.   """
337.   """
338.   """
339.   """
340.   """
341.   """
342.   """
343.   """
344.   """
345.   """
346.   """
347.   """
348.   """
349.   """
350.   """
351.   """
352.   """
353.   """
354.   """
355.   """
356.   """
357.   """
358.   """
359.   """
360.   """
361.   """
362.   """
363.   """
364.   """
365.   """
366.   """
367.   """
368.   """
369.   """
370.   """
371.   """
372.   """
373.   """
374.   """
375.   """
376.   """
377.   """
378.   """
379.   """
380.   """
381.   """
382.   """
383.   """
384.   """
385.   """
386.   """
387.   """
388.   """
389.   """
390.   """
391.   """
392.   """
393.   """
394.   """
395.   """
396.   """
397.   """
398.   """
399.   """
400.   """
401.   """
402.   """
403.   """
404.   """
405.   """
406.   """
407.   """
408.   """
409.   """
410.   """
411.   """
412.   """
413.   """
414.   """
415.   """
416.   """
417.   """
418.   """
419.   """
420.   """
421.   """
422.   """
423.   """
424.   """
425.   """
426.   """
427.   """
428.   """
429.   """
430.   """
431.   """
432.   """
433.   """
434.   """
435.   """
436.   """
437.   """
438.   """
439.   """
440.   """
441.   """
442.   """
443.   """
444.   """
445.   """
446.   """
447.   """
448.   """
449.   """
450.   """
451.   """
452.   """
453.   """
454.   """
455.   """
456.   """
457.   """
458.   """
459.   """
460.   """
461.   """
462.   """
463.   """
464.   """
465.   """
466.   """
467.   """
468.   """
469.   """
470.   """
471.   """
472.   """
473.   """
474.   """
475.   """
476.   """
477.   """
478.   """
479.   """
480.   """
481.   """
482.   """
483.   """
484.   """
485.   """
486.   """
487.   """
488.   """
489.   """
490.   """
491.   """
492.   """
493.   """
494.   """
495.   """
496.   """
497.   """
498.   """
499.   """
500.   """
501.   """
502.   """
503.   """
504.   """
505.   """
506.   """
507.   """
508.   """
509.   """
510.   """
511.   """
512.   """
513.   """
514.   """
515.   """
516.   """
517.   """
518.   """
519.   """
520.   """
521.   """
522.   """
523.   """
524.   """
525.   """
526.   """
527.   """
528.   """
529.   """
530.   """
531.   """
532.   """
533.   """
534.   """
535.   """
536.   """
537.   """
538.   """
539.   """
540.   """
541.   """
542.   """
543.   """
544.   """
545.   """
546.   """
547.   """
548.   """
549.   """
550.   """
551.   """
552.   """
553.   """
554.   """
555.   """
556.   """
557.   """
558.   """
559.   """
560.   """
561.   """
562.   """
563.   """
564.   """
565.   """
566.   """
567.   """
568.   """
569.   """
570.   """
571.   """
572.   """
573.   """
574.   """
575.   """
576.   """
577.   """
578.   """
579.   """
580.   """
581.   """
582.   """
583.   """
584.   """
585.   """
586.   """
587.   """
588.   """
589.   """
590.   """
591.   """
592.   """
593.   """
594.   """
595.   """
596.   """
597.   """
598.   """
599.   """
600.   """
601.   """
602.   """
603.   """
604.   """
605.   """
606.   """
607.   """
608.   """
609.   """
610.   """
611.   """
612.   """
613.   """
614.   """
615.   """
616.   """
617.   """
618.   """
619.   """
620.   """
621.   """
622.   """
623.   """
624.   """
625.   """
626.   """
627.   """
628.   """
629.   """
630.   """
631.   """
632.   """
633.   """
634.   """
635.   """
636.   """
637.   """
638.   """
639.   """
640.   """
641.   """
642.   """
643.   """
644.   """
645.   """
646.   """
647.   """
648.   """
649.   """
650.   """
651.   """
652.   """
653.   """
654.   """
655.   """
656.   """
657.   """
658.   """
659.   """
660.   """
661.   """
662.   """
663.   """
664.   """
665.   """
666.   """
667.   """
668.   """
669.   """
670.   """
671.   """
672.   """
673.   """
674.   """
675.   """
676.   """
677.   """
678.   """
679.   """
680.   """
681.   """
682.   """
683.   """
684.   """
685.   """
686.   """
687.   """
688.   """
689.   """
690.   """
691.   """
692.   """
693.   """
694.   """
695.   """
696.   """
697.   """
698.   """
699.   """
700.   """
701.   """
702.   """
703.   """
704.   """
705.   """
706.   """
707.   """
708.   """
709.   """
710.   """
711.   """
712.   """
713.   """
714.   """
715.   """
716.   """
717.   """
718.   """
719.   """
720.   """
721.   """
722.   """
723.   """
724.   """
725.   """
726.   """
727.   """
728.   """
729.   """
730.   """
731.   """
732.   """
733.   """
734.   """
735.   """
736.   """
737.   """
738.   """
739.   """
740.   """
741.   """
742.   """
743.   """
744.   """
745.   """
746.   """
747.   """
748.   """
749.   """
750.   """
751.   """
752.   """
753.   """
754.   """
755.   """
756.   """
757.   """
758.   """
759.   """
760.   """
761.   """
762.   """
763.   """
764.   """
765.   """
766.   """
767.   """
768.   """
769.   """
770.   """
771.   """
772.   """
773.   """
774.   """
775.   """
776.   """
777.   """
778.   """
779.   """
780.   """
781.   """
782.   """
783.   """
784.   """
785.   """
786.   """
787.   """
788.   """
789.   """
790.   """
791.   """
792.   """
793.   """
794.   """
795.   """
796.   """
797.   """
798.   """
799.   """
800.   """
801.   """
802.   """
803.   """
804.   """
805.   """
806.   """
807.   """
808.   """
809.   """
810.   """
811.   """
812.   """
813.   """
814.   """
815.   """
816.   """
817.   """
818.   """
819.   """
820.   """
821.   """
822.   """
823.   """
824.   """
825.   """
826.   """
827.   """
828.   """
829.   """
830.   """
831.   """
832.   """
833.   """
834.   """
835.   """
836.   """
837.   """
838.   """
839.   """
840.   """
841.   """
842.   """
843.   """
844.   """
845.   """
846.   """
847.   """
848.   """
849.   """
850.   """
851.   """
852.   """
853.   """
854.   """
855.   """
856.   """
857.   """
858.   """
859.   """
860.   """
861.   """
862.   """
863.   """
864.   """
865.   """
866.   """
867.   """
868.   """
869.   """
870.   """
871.   """
872.   """
873.   """
874.   """
875.   """
876.   """
877.   """
878.   """
879.   """
880.   """
881.   """
882.   """
883.   """
884.   """
885.   """
886.   """
887.   """
888.   """
889.   """
890.   """
891.   """
892.   """
893.   """
894.   """
895.   """
896.   """
897.   """
898.   """
899.   """
900.   """
901.   """
902.   """
903.   """
904.   """
905.   """
906.   """
907.   """
908.   """
909.   """
910.   """
911.   """
912.   """
913.   """
914.   """
915.   """
916.   """
917.   """
918.   """
919.   """
920.   """
921.   """
922.   """
923.   """
924.   """
925.   """
926.   """
927.   """
928.   """
929.   """
930.   """
931.   """
932.   """
933.   """
934.   """
935.   """
936.   """
937.   """
938.   """
939.   """
940.   """
941.   """
942.   """
943.   """
944.   """
945.   """
946.   """
947.   """
948.   """
949.   """
950.   """
951.   """
952.   """
953.   """
954.   """
955.   """
956.   """
957.   """
958.   """
959.   """
960.   """
961.   """
962.   """
963.   """
964.   """
965.   """
966.   """
967.   """
968.   """
969.   """
970.   """
971.   """
972.   """
973.   """
974.   """
975.   """
976.   """
977.   """
978.   """
979.   """
980.   """
981.   """
982.   """
983.   """
984.   """
985.   """
986.   """
987.   """
988.   """
989.   """
990.   """
991.   """
992.   """
993.   """
994.   """
995.   """
996.   """
997.   """
998.   """
999.   """
1000.  """

```

Funcția de mai sus accepta 2 parametrii de intrare: conductivitatea și structura aripioarei. Logica funcției consta în liniile 8 și 9. În linia 8 se declară funcția pentru care se caută rădăcina, iar în linia 9 algoritmul `brentq` [96] determină rădăcina în intervalul  $[1 \times 10^{-6}, 1000]$ . Dacă rădăcina nu este găsită funcția aruncă o eroare.

Prelucrarea automată a punctelor de măsură se realizează pentru fiecare răcitor în parte de către clasa `MasuratoriRadiator` definită în listingul 3 de mai jos:

### listing 3 Codul pentru prelucrarea datelor experimentale pentru fiecare răcitor

```

class MasuratoriRadiator:
    def __init__(self, k: Optional[float], structure: Optional[str]):
        self.k = k
        self.structure = structure

    def get_k(self) Optional[float]:
        if self.k is None:
            return None
        else:
            return self.k

    def get_structure(self) Optional[str]:
        if self.structure is None:
            return None
        else:
            return self.structure

    def get_k_and_structure(self) Optional[tuple]:
        """
        Returneaza k si structura aripioarei
        """
        return (self.get_k(), self.get_structure())

    def set_k(self, k: Optional[float]):
        """
        Seteaza k
        """
        self.k = k

    def set_structure(self, structure: Optional[str]):
        """
        Seteaza structura aripioarei
        """
        self.structure = structure

    def get_k_and_set_structure(self, k: Optional[float], structure: Optional[str]):
        """
        Seteaza k si structura aripioarei
        """
        self.set_k(k)
        self.set_structure(structure)

    def get_k_and_set_k(self, k: Optional[float]):
        """
        Seteaza k
        """
        self.set_k(k)

    def get_structure_and_set_structure(self, structure: Optional[str]):
        """
        Seteaza structura aripioarei
        """
        self.set_structure(structure)

    def get_k_and_set_k_and_set_structure(self, k: Optional[float], structure: Optional[str]):
        """
        Seteaza k si structura aripioarei
        """
        self.set_k(k)
        self.set_structure(structure)

```

```

16         if not callable(ffunc):
17             raise Exception('ffunc trebuie sa fie o functie cu o valoare')
18         self._friction = ffunc
19
20     @property
21     def RezistentaTermica_w(self):
22         return self._rterm_w
23
24     @RezistentaTermica_w.setter
25     def RezistentaTermica_w(self, rtfunc):
26         if not callable(rtfunc):
27             raise Exception('rtfunc trebuie sa fie o functie cu o valoare')
28         self._rterm_w = rtfunc
29
30     def process(self, w fld, vdot_w, tin_w, tout_w, ad_w, vdot_a, tin_a, tout_a,
31               sp_a):
32         """Procesarea punctelor de masura si ne intoarce informatiile de interes
33         """
34         if not isinstance(w fld, (list, tuple, pd.Series)):
35             liq = Lichid.create_w_fld()
36         else:
37             liq = LichidList.w_fld
38         # TODO: sa intrinsece si prezinta parametrii si unitatile.
39         aer = Aer.create()
40         tm_w = (tin_w + tout_w)/2.
41         tm_a = (tin_a + tout_a)/2.
42         vdot_w = vdot_w * 1e-3/m3. * liq.dens(tm_w) # din mm/s -> m/s
43         Q_w = vdot_w * liq.cp(tm_w) * w fld
44         Q_a = vdot_a * aer.cp(tm_a)
45
46         Qdot_a = Q_a * (tout_a - tin_a) # W
47         Qdot_w = Q_w * (tin_w - tout_w) # W
48         Qdot = Qdot_a - Qdot_w/2.
49
50         Q_min = np.minimum(Q_w, Q_a)
51         Q_max = np.maximum(Q_w, Q_a)
52         nu = Q_min/Q_max
53         eps = Qdot/(Q_min * (tin_w - tin_a))
54
55         # consideram ambele fluide neamestecate
56         nu = nu_neamestecat_all(eps, nu)
57         kA = nu * Q_min
58
59         ad_a, ad_w = np.array(self.ra.Ad) * 1e-6 # din mm2 -> m2
60         vit_w = vdot_w * 1e-3/60. /ad_w # m/s
61         vit_a = vdot_a / aer.dens(tin_a) / ad_a # m/s
62
63         dh_a = self.ra.struct_aer.Dh() * 1e-3 # m
64         dh_w = self.ra.struct_apar.Dh() * 1e-3 # m
65
66         re_w = liq.dens(tm_w) * vit_w * dh_w / liq.visc(tm_w)
67         re_a = aer.dens(tm_a) * vit_a * dh_a / aer.visc(tm_a)
68
69         at_a, at_w = np.array(self.ra.At) * 1e-6 # mm2 -> m2
70
71         # pentru curgera laminara pe apa avem o problema
72         # ecuatia de schimb termic este dependenta de dezvoltarea stratului limit
73         termic
74
75         rt_a = 1/kA + self.ra.Rt - self.RezistentaTermica_w(re_w, liq.Pr(tm_w), at_w,
76               liq.cond(tm_w), self.ra.struct_apar)
77         # assert np.all(rt_a > 0), f"rt_a = 0 (rt_a[rm ad]) re_w: {re_w} re_a: {re_a}"
78
79         alpha_a = calc_alpha_a(1/rt_a, at_a, self.ra.struct_aer)
80         hss_a = alpha_a * self.ra.struct_aer.Dh() * 1e-3/aer.cond(tm_a)
81
82         op_a = dp_a/self.ra.grosime * 9.81/1e-3 # din mmH2O -> Pa si din mm -> m
83         op_w = op_w/self.ra.lungime * 100/1e-3 # din mbar -> Pa si din mm -> m
84         f_a = self.friction(dp_a, aer.dens(tm_a), vit_a, self.ra.struct_aer)
85         f_w = self.friction(dp_w, liq.dens(tm_w), vit_w, self.ra.struct_apar)
86
87
88
89

```





## A4 Graficele rezultatelor experimentale

### Graficele performanțelor termice

În fiecare grafic sunt prezentate punctele experimentale și cu linie continuă modelul. Banda semitransparentă reprezintă o eroare de  $\pm 15\%$  față de modelul teoretic.

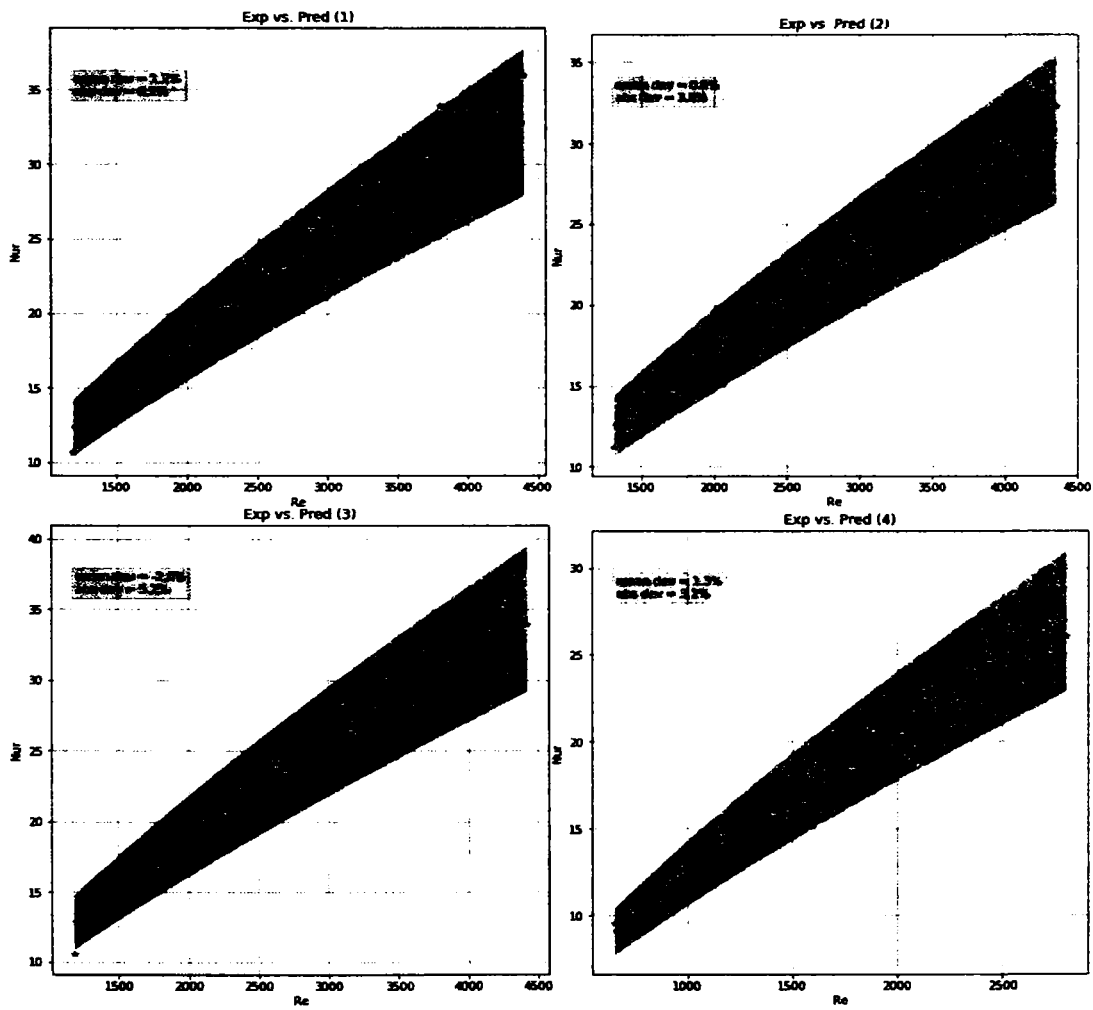
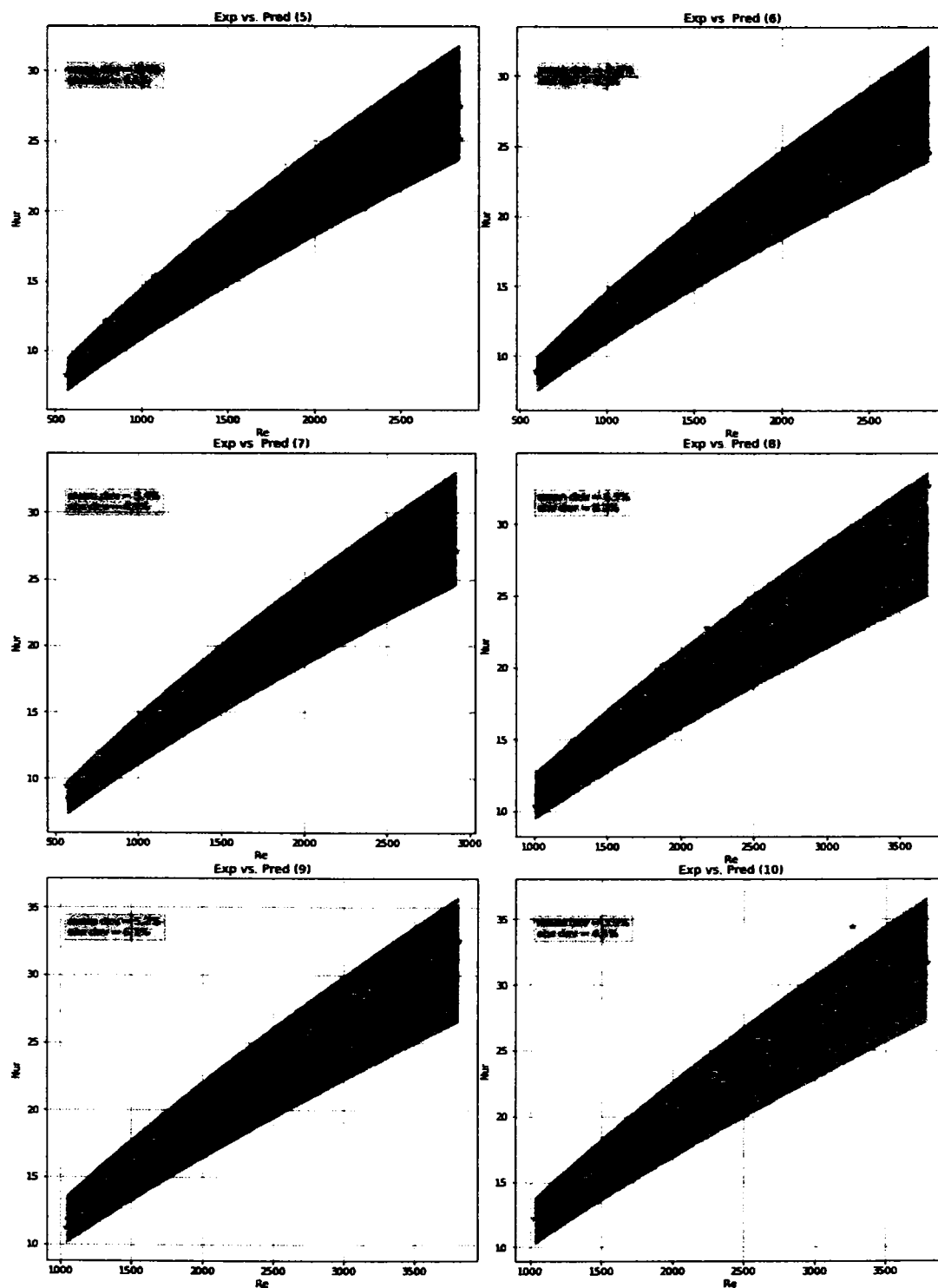
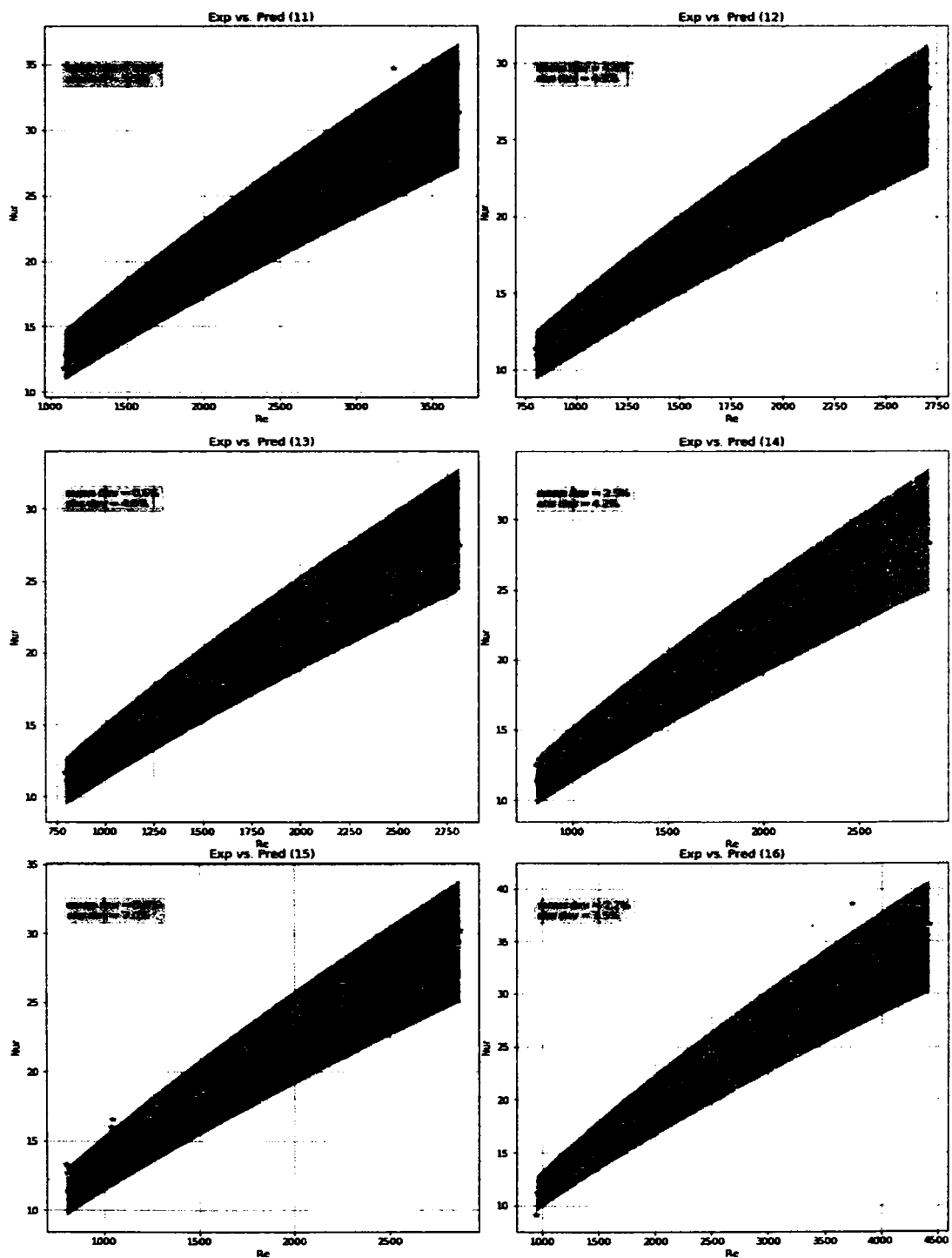


figura 60 Modelul termic vs experimental pentru răcitoarele 1-4

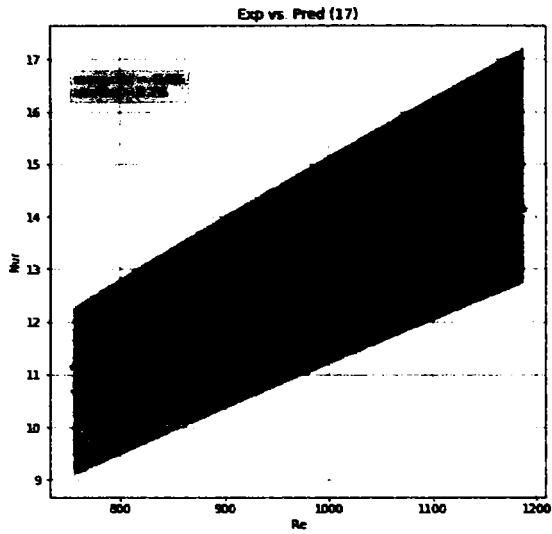




**Fig. 61 Modelul termic vs experimental pentru răcitoarele 5-10**

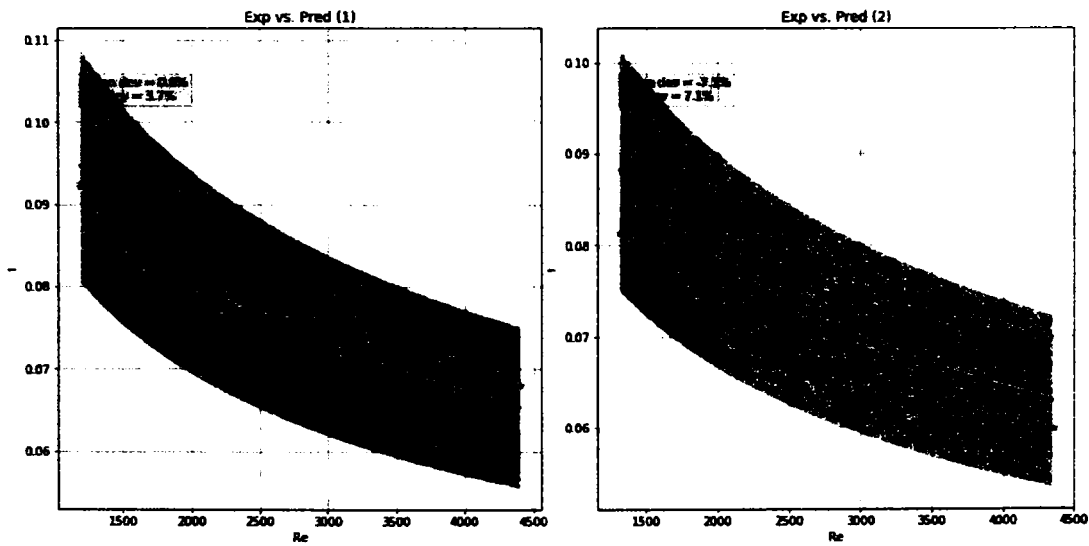


**Fig. 62 Modelul termic vs experimental pentru răcitoarele 11-16**

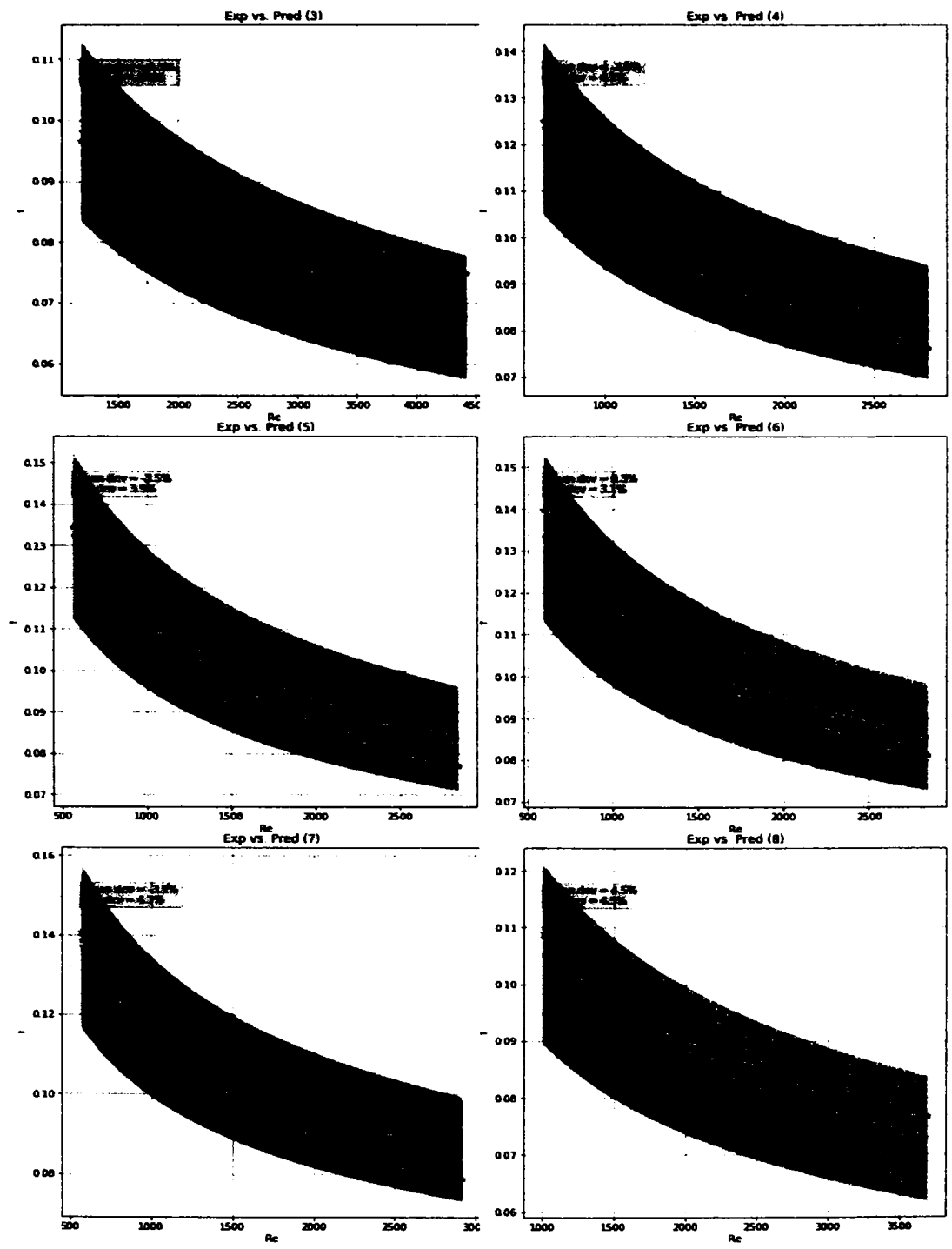


**Fig. 63 Modelul termic vs experimental pentru răcitoarele 17**

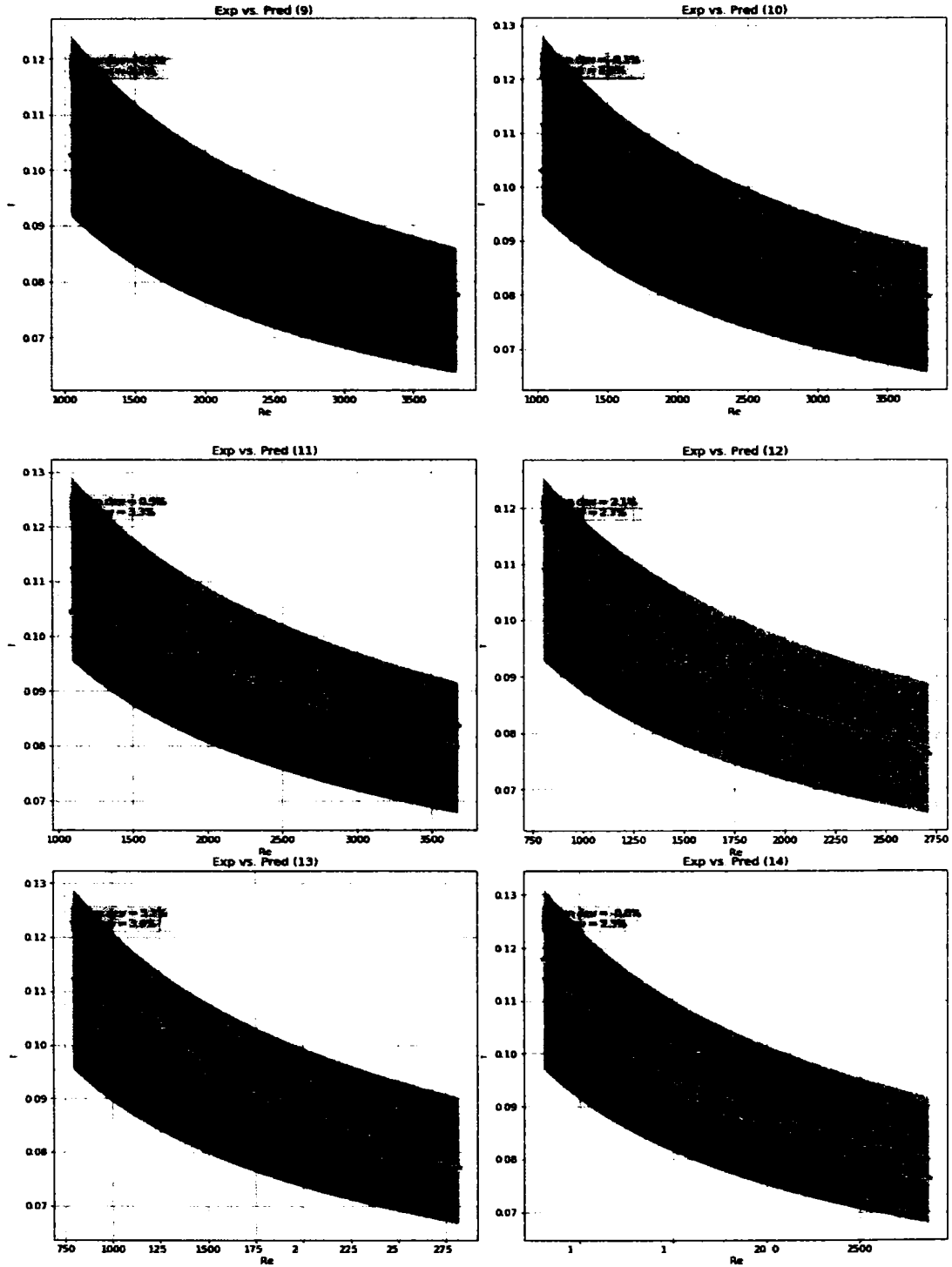
**Graficele performanțelor hidraulice**



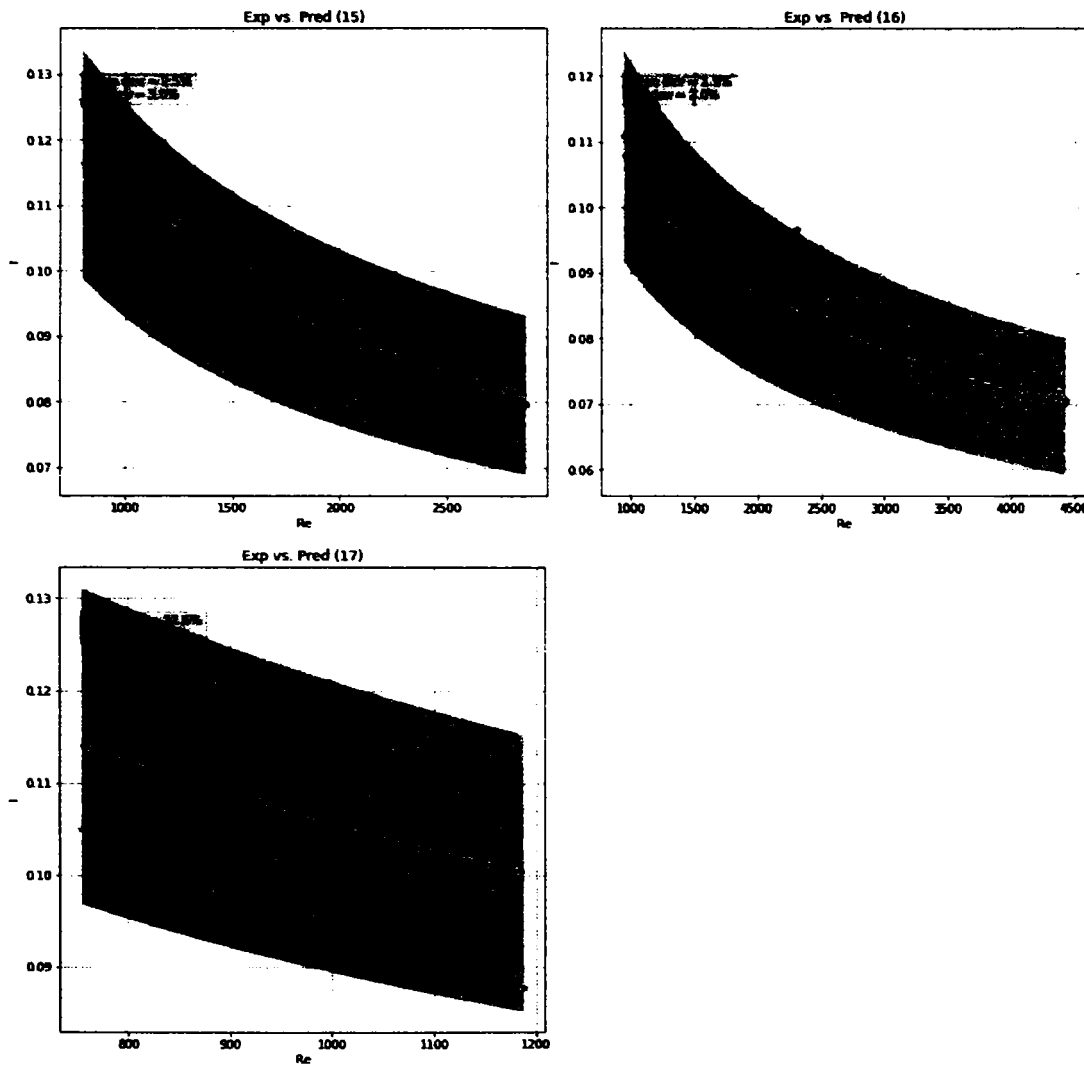
**Fig. 64 Modelul hidraulic vs experimental pentru răcitoarele 1, 2**



**Fig. 65 Modelul hidraulic vs experimental pentru răcitoarele 3-8**



**Fig. 66 Modelul hidraulic vs experimental pentru răcitoarele 9-14**



**Fig. 67 Modelul hidraulic vs experimental pentru răcitoarele 15-17**



## Bibliografie

- [1] F. P. Incropera, D. P. DeWitt, T. L. Bergman, and A. S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 6th ed. Wiley & sons, 2006.
- [2] J. G. Cevallos, A. E. Bergles, A. Bar-Cohen, P. Rodgers, and S. K. Gupta, "Polymer Heat Exchangers—History, Opportunities, and Challenges," *Heat Transf. Eng.*, vol. 33, no. 13, pp. 1075–1093, Oct. 2012.
- [3] Y. S. Muzychka, "Analytical and Experimental Study of Fluid Friction and Heat Transfer in Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers," University of Waterloo, 1999.
- [4] W. Kays and A. London, *Compact heat exchangers*, Third ed. New York: McGraw-Hill, 1984.
- [5] H. Geoffrey F., S. G.L., and B. T. Reg, *Process Heat Transfer*. New York: Begell House, 2000.
- [6] C.-C. Wang and K.-Y. Chi, "Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part I: new experimental data," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 43, no. 15, pp. 2681–2691, Aug. 2000.
- [7] J. Dong, J. Chen, W. Zhang, and J. Hu, "Experimental and numerical investigation of thermal-hydraulic performance in wavy fin-and-flat tube heat exchangers," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 30, no. 11–12, pp. 1377–1386, Aug. 2010.
- [8] J. Dong, C. Jiangping, C. Zhijiu, Z. Yimin, and Z. Wenfeng, "Heat transfer and pressure drop correlations for the wavy fin and flat tube heat exchangers," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 27, no. 11–12, pp. 2066–2073, Aug. 2007.
- [9] J. Dong, L. Su, Q. Chen, and W. Xu, "Experimental study on thermal-hydraulic performance of a wavy fin-and-flat tube aluminum heat exchanger," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 51, no. 1–2, pp. 32–39, Mar. 2013.
- [10] M. Nagi and A. Negoïtescu, "Cercetări privind performanțele suprafețelor de transfer termic cu nervuri discontinue," in *A IV-a Conferință Națională de Tehnică*, 1998.
- [11] M. Nagi, H. Theil, I. Laza, P. Ilieș, and A. Runcan, "Preocupări privind realizarea în țară a unor schimbătoare de căldură de eficiență ridicată, din aluminiu," in *Lucrare simpozion de Termotehnică și mașini termice Vol I.*, 1988, pp. 109–116.
- [12] M. Nagi, I. Laza, and L. Mihon, *Schimbătoare de căldură Vol. II*. Timișoara: Editura Mirton, 2007.
- [13] H. Theil, I. Bejan, and E. Neacșu, "Studiul comparativ a unor răcitoare de ulei," in *Comunicările sesiunii științifice I.P. Cluj Napoca*, 1978, pp. 8–13.
- [14] P. Ilieș, "Contribuții la studiul și cercetarea schimbătoarelor de căldură compacte, din aluminiu, cu nervuri ondulate," Politehnica Timișoara, 2010.
- [15] P. Ilieș, V. Marțian, and M. Nagi, "EXPERIMENTAL RESEARCH ON SHELL CONSTRUCTION OIL COOLERS," in *MVT*, 2006, p. 9.
- [16] P. Ilieș, V. Martian, and M. Nagi, "SOLUTII CONSTRUCTIVE MODERNE DE SCHIMBATOARE DE CALDURA COMPACTE DIN ALUMINIU," in *ACME Iași*, 2004.
- [17] L. Sheik Ismail, R. Velraj, and C. Ranganayakulu, "Studies on pumping power in terms of pressure drop and heat transfer characteristics of compact plate-fin heat exchangers-A review," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 14, no. 1,



- pp. 478–485, 2010.
- [18] J. H. Whitelaw, "CONVECTIVE HEAT TRANSFER ENHANCEMENT," in *A-to-Z Guide to Thermodynamics, Heat and Mass Transfer, and Fluids Engineering*, Begellhouse, 2008.
- [19] J. H. Whitelaw, "CONVECTIVE HEAT TRANSFER ENHANCEMENT," in *A-to-Z Guide to Thermodynamics, Heat and Mass Transfer, and Fluids Engineering*, Begellhouse, 2011.
- [20] RAAL, "RAAL." [Online]. Available: <http://www.raal.ro/pageen.php?id1=3&id2=0&id3=0>. [Accessed: 26-Aug-2019].
- [21] V. Marțian, P. Ilieș, M. Nagi, and G. Boldor, "EXPERIMENTAL RESEARCHES REGARDING TRANSIENT HEAT REJECTION OF ALUMINUM HEAT EXCHANGERS," in *MVT*, 2006, pp. 8–10.
- [22] S. Albețel, M. Vlad, and M. Nagi, "Straight Section Influence on Thermal and Hydraulic Performances for a Wavy Air Fin in a Compact Heat Exchanger .," *Appl. Mech. Mater.*, vol. 659, pp. 283–288, 2014.
- [23] V. Marțian, M. Nagi, S. Albețel, and M. Sucilă, "Height Influence on Thermal and Hydraulic Performances for a Wavy Air Fin in a Brazed Aluminium Plate and Bar Heat Exchanger," in *13th Uk Heat transfer Conference*, 2013, no. September, p. UKHTC2013/26.
- [24] S. Albețel, V. Martian, and M. Nagi, "Straight Section Influence on Thermal and Hydraulic Performances for a Wavy Air Fin in a Compact Heat Exchanger," *Appl. Mech. Mater.*, vol. 659, pp. 283–288, Oct. 2014.
- [25] V. Marțian, S. Albețel, E. David, and M. Nagi, "Heat transfer and hydraulic performance models for a family of aluminum plate heat exchanger with transversal offset strip fins," *Exp. Heat Transf.*, vol. 30, no. 6, pp. 530–543, Nov. 2017.
- [26] H. Theil and M. Nagi, "Protocol privind încercarea schimbătoarelor de căldură pe standul de probă. Contract IPT 160/83," Timișoara, 1983.
- [27] M. Nagi, Ilieș, Paul, and V. Marțian, *Proiectarea și încercarea schimbătoarelor de căldură*. Mitron Timișoara, 2005.
- [28] T. V. Jones and I. G. Zaltsman, "BOUNDARY LAYER HEAT TRANSFER," in *A-to-Z Guide to Thermodynamics, Heat and Mass Transfer, and Fluids Engineering*, Begellhouse, 2011.
- [29] Z. Khattak and H. M. Ali, "Air cooled heat sink geometries subjected to forced flow: A critical review," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 130, pp. 141–161, 2019.
- [30] S. W. Churchill, *Viscous Flows. The Practical Use of Theory*. Butterworth, 1988.
- [31] J. Fernández-Seara, R. Diz, and F. J. Uhía, "Pressure drop and heat transfer characteristics of a titanium brazed plate-fin heat exchanger with offset strip fins," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 51, no. 1–2, pp. 502–511, Mar. 2013.
- [32] L. Sheik Ismail, C. Ranganayakulu, and R. K. Shah, "Numerical study of flow patterns of compact plate-fin heat exchangers and generation of design data for offset and wavy fins," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 52, no. 17–18, pp. 3972–3983, Aug. 2009.
- [33] Y. S. Muzychka and M. M. Yovanovich, "Modeling the f and j Characteristics of the Offset Strip Fin Array," *Enhanc. Heat Transf.*, vol. 8, pp. 261–277, 2001.
- [34] S. Ben Saad, P. Clément, C. Gentric, J.-F. Fourmigué, and J.-P. Leclerc, "Experimental distribution of phases and pressure drop in a two-phase offset strip fin type compact heat exchanger," *Int. J. Multiph. Flow*, vol. 37, no. 6, pp. 576–584, Jul. 2011.
- [35] K. M. Stone, "Review of Literature on Heat Transfer Enhancement in Compact

- Heat Exchangers," *Air Cond. Refrig. Cent.*, vol. 61801, no. August, 1996.
- [36] A. L. London, "Offset Rectangular Plate-Fin Surfaces—Heat Transfer and Flow Friction Characteristics," *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 90, no. 3, p. 218, Jul. 1968.
- [37] A. R. Wieting, "Empirical Correlations for Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Rectangular Offset-Fin Plate-Fin Heat Exchangers," *J. Heat Transfer*, vol. 97, no. 3, p. 488, 1975.
- [38] R. Brinkmann, S. Ramadhyani, and F. P. Incropera, "Enhancement of Convective Heat Transfer From Small Heat Sources To Liquid Coolants Using Strip Fins," *Exp. Heat Transf.*, vol. 1, no. 4, pp. 315–330, 1987.
- [39] H. M. Joshi and R. L. Webb, "Heat transfer and friction in the offset stripfin heat exchanger," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 30, no. 1, pp. 69–84, 1987.
- [40] Y. S. Muzychka and M. M. Yovanovich, "Modeling the f and j Characteristics for Transverse Flow Through an Offset Strip Fin at Low Reynolds Number," *J. Enhanc. Heat Transf.*, vol. 8, no. 4, pp. 243–259, 2001.
- [41] J. Dong, J. Chen, and Z. Chen, "Thermal-hydraulic performance of novel louvered fin using flat tube cross-flow heat exchanger," *Front. Energy Power Eng. China*, vol. 2, no. 1, pp. 99–106, Mar. 2008.
- [42] A. Sahnoun and R. L. Webb, "Prediction of Heat Transfer and Friction for the Louver Fin Geometry," *J. Heat Transfer*, vol. 114, no. 4, p. 893, Nov. 1992.
- [43] A. Sahnoun and R. L. Webb, "Prediction of heat transfer and friction for the louver fin geometry," *J. Heat Transfer*, vol. 114, no. 4, pp. 893–900, 1992.
- [44] N. C. DeJong and A. M. Jacobi, "Flow, heat transfer, and pressure drop in the near-wall region of louvered-fin arrays," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 27, no. 3, pp. 237–250, 2003.
- [45] Y.-J. Chang, K.-C. Hsu, Y.-T. Lin, and C.-C. Wang, "A generalized friction correlation for louver fin geometry," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 43, no. 12, pp. 2237–2243, Jun. 2000.
- [46] D. K. Tafti, G. Wang, and W. Lin, "Flow transition in a multilouvered fin array," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 43, no. 6, pp. 901–919, Mar. 2000.
- [47] D. K. Tafti and X. Zhang, "Geometry effects on flow transition in multilouvered fins – onset, propagation, and characteristic frequencies," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 44, no. 22, pp. 4195–4210, Nov. 2001.
- [48] B. I. Dogan, Ö. Altun, N. Ugurlubilek, M. Tosun, T. Sariçay, and L. B. Erbay, "An experimental comparison of two multi-louvered fin heat exchangers with different numbers of fin rows," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 91, pp. 270–278, 2015.
- [49] Z. Qian, Q. Wang, J. Cheng, and J. Deng, "Simulation investigation on inlet velocity profile and configuration parameters of louver fin," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 138, pp. 173–182, 2018.
- [50] A. Vaisi, M. Esmaeilpour, and H. Taherian, "Experimental investigation of geometry effects on the performance of a compact louvered heat exchanger," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 31, no. 16, pp. 3337–3346, 2011.
- [51] S. Y. Kim, J. W. Paek, and B. H. Kang, "Flow and heat transfer correlations for porous fin in a plate-fin heat exchanger," *J. Heat Transfer*, vol. 122, no. 3, pp. 572–578, 2000.
- [52] M. Fiebig, "Vortices, Generators and Heat Transfer," *Chem. Eng. Res. Des.*, vol. 76, no. 2, pp. 108–123, Feb. 1998.
- [53] T. Tanaka, M. Itoh, T. Hatada, and H. Matsushima, "Influence of inclination angle, attack angle, and arrangement of rectangular vortex generators on heat transfer performance," *Heat Transf. Res.*, vol. 32, no. 3, pp. 253–267, May 2003.

- [54] A. Joardar and A. M. Jacobi, "Impact of leading edge delta-wing vortex generators on the thermal performance of a flat tube, louvered-fin compact heat exchanger," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 48, no. 8, pp. 1480–1493, Apr. 2005.
- [55] J. M. Wu and W. Q. Tao, "Numerical study on laminar convection heat transfer in a channel with longitudinal vortex generator. Part B: Parametric study of major influence factors," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 51, no. 13–14, pp. 3683–3692, Jul. 2008.
- [56] J. Ma, Y. P. Huang, J. Huang, Y. L. Wang, and Q. W. Wang, "Experimental investigations on single-phase heat transfer enhancement with longitudinal vortices in narrow rectangular channel," *Nucl. Eng. Des.*, vol. 240, no. 1, pp. 92–102, Jan. 2010.
- [57] C. Min, C. Qi, X. Kong, and J. Dong, "Experimental study of rectangular channel with modified rectangular longitudinal vortex generators," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 53, no. 15–16, pp. 3023–3029, Jul. 2010.
- [58] H. Mohand Kaci, C. Habchi, T. Lemenand, D. Della Valle, and H. Peerhossaini, "Flow structure and heat transfer induced by embedded vorticity," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 53, no. 17–18, pp. 3575–3584, Aug. 2010.
- [59] G. Sachdeva, K. S. Kasana, and R. Vasudevan, "Heat transfer enhancement by using a rectangular wing vortex generator on the triangular shaped fins of a plate-fin heat exchanger," *Heat Transf. Res.*, vol. 39, no. 3, p. n/a-n/a, 2010.
- [60] C. B. Allison and B. B. Dally, "Effect of a delta-winglet vortex pair on the performance of a tube-fin heat exchanger," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 50, no. 25–26, pp. 5065–5072, Dec. 2007.
- [61] Q. Wang, Q. Chen, L. Wang, M. Zeng, Y. Huang, and Z. Xiao, "Experimental study of heat transfer enhancement in narrow rectangular channel with longitudinal vortex generators," *Nucl. Eng. Des.*, vol. 237, no. 7, pp. 686–693, Apr. 2007.
- [62] J. M. Wu and W. Q. Tao, "Numerical study on laminar convection heat transfer in a rectangular channel with longitudinal vortex generator. Part A: Verification of field synergy principle," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 51, no. 5–6, pp. 1179–1191, Mar. 2008.
- [63] L. H. Tang, M. Zeng, and Q. W. Wang, "Experimental and numerical investigation on air-side performance of fin-and-tube heat exchangers with various fin patterns," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 33, no. 5, pp. 818–827, Jul. 2009.
- [64] M. Gupta, K. S. Kasana, and R. Vasudevan, "Heat transfer augmentation in a plate-fin heat exchanger using a rectangular winglet," *Heat Transf. Res.*, vol. 39, no. 8, pp. 590–610, Dec. 2010.
- [65] Y.-G. Lei, Y.-L. He, L.-T. Tian, P. Chu, and W.-Q. Tao, "Hydrodynamics and heat transfer characteristics of a novel heat exchanger with delta-winglet vortex generators," *Chem. Eng. Sci.*, vol. 65, no. 5, pp. 1551–1562, Mar. 2010.
- [66] M. Zeng, L. H. Tang, M. Lin, and Q. W. Wang, "Optimization of heat exchangers with vortex-generator fin by Taguchi method," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 30, no. 13, pp. 1775–1783, Sep. 2010.
- [67] J. Li, S. Wang, J. Chen, and Y.-G. Lei, "Numerical study on a slit fin-and-tube heat exchanger with longitudinal vortex generators," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 54, no. 9–10, pp. 1743–1751, Apr. 2011.
- [68] M. a. Althaher, A. A. Abdul-Rassol, H. E. Ahmed, and H. A. Mohammed, "Turbulent heat transfer enhancement in a triangular duct using delta-winglet vortex generators," *Heat Transf. Res.*, vol. 41, no. 1, pp. 43–62, Jan. 2012.

- [69] C. Habchi *et al.*, "Enhancing heat transfer in vortex generator-type multifunctional heat exchangers," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 38, pp. 14–25, May 2012.
- [70] C. Min, C. Qi, E. Wang, L. Tian, and Y. Qin, "Numerical investigation of turbulent flow and heat transfer in a channel with novel longitudinal vortex generators," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 55, no. 23–24, pp. 7268–7277, Nov. 2012.
- [71] X. Du, L. Feng, Y. Yang, and L. Yang, "Experimental study on heat transfer enhancement of wavy finned flat tube with longitudinal vortex generators," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 50, no. 1, pp. 55–62, Jan. 2013.
- [72] K.-Y. Hsiao, C.-Y. Wu, and Y.-T. Huang, "Fluid mixing in a microchannel with longitudinal vortex generators," *Chem. Eng. J.*, vol. 235, pp. 27–36, Jan. 2014.
- [73] M. S. Aris, I. Owen, and C. J. Sutcliffe, "The development of active vortex generators from shape memory alloys for the convective cooling of heated surfaces," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 54, no. 15–16, pp. 3566–3574, Jul. 2011.
- [74] R. J. G. BEng and T. T. Al-Shemmeri, "Thermal and Friction Factor Data for Three Packed Block Construction Wavy Fin Surfaces," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part A J. Power Energy*, vol. 208, no. 3, pp. 225–229, Aug. 1994.
- [75] M. Nagi, *Utilaje Termice*. Timișoara: U.T.T., 1955.
- [76] J. Zhang, J. Kundu, and R. M. Manglik, "Effect of fin waviness and spacing on the lateral vortex structure and laminar heat transfer in wavy-plate-fin cores," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 47, no. 8–9, pp. 1719–1730, 2004.
- [77] H. M. Metwally and R. M. Manglik, "Enhanced heat transfer due to curvature-induced lateral vortices in laminar flows in sinusoidal corrugated-plate channels," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 47, no. 10–11, pp. 2283–2292, 2004.
- [78] C. C. Wang and C. K. Chen, "Forced Convection in Micropolar Fluid Flow through a Wavy-Wall Channel," *Numer. Heat Transf. Part A Appl.*, vol. 48, no. 9, pp. 879–900, 2005.
- [79] M. Gradeck, B. Hoareau, and M. Lebouché, "Local analysis of heat transfer inside corrugated channel," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 48, no. 10, pp. 1909–1915, May 2005.
- [80] W. Pirompugd, S. Wongwises, and C. C. Wang, "Simultaneous heat and mass transfer characteristics for wavy fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying conditions," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 49, no. 1–2, pp. 132–143, 2006.
- [81] T. Kuvannarat, C.-C. Wang, and S. Wongwises, "Effect of fin thickness on the air-side performance of wavy fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying conditions," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 49, no. 15–16, pp. 2587–2596, Jul. 2006.
- [82] L. S. Ismail and R. Velraj, "Studies on fanning friction (f) and colburn (j) factors of offset and wavy fins compact plate fin heat exchanger-a CFD approach," *Numer. Heat Transf. Part A Appl.*, vol. 56, no. 12, pp. 987–1005, 2009.
- [83] Y. B. Tao, Y. L. He, J. Huang, Z. G. Wu, and W. Q. Tao, "Three-dimensional numerical study of wavy fin-and-tube heat exchangers and field synergy principle analysis," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 50, no. 5–6, pp. 1163–1175, Mar. 2007.
- [84] S. Albetel, V. Martian, M. Nagi, A. Septimiu, M. Vlad, and N. Mihai, "Straight Section Influence on Thermal and Hydraulic Performances for a Wavy Air Fin in a Compact Heat Exchanger," *Appl. Mech. Mater.*, vol. 659, pp. 283–288, Oct. 2014.

- [85] V. Martian, S. Albetel, and M. Nagi, "Numerical Study of Corrugation Amplitude Influence of a Wavy Fin in Overall Performance of a Compact Heat Exchanger," *Appl. Mech. Mater.*, vol. 659, no. 1, pp. 405–410, Oct. 2014.
- [86] M. K. Aliabadi, F. Hormozi, and E. H. Rad, "New correlations for wavy plate-fin heat exchangers: Different working fluids," *Int. J. Numer. Methods Heat Fluid Flow*, vol. 24, no. 5, pp. 1086–1108, 2014.
- [87] M. Awais and A. A. Bhuiyan, "Heat and mass transfer for compact heat exchanger (CHXs) design: A state-of-the-art review," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 127, pp. 359–380, 2018.
- [88] R. L. Webb, N. Kim, and N. Kim, *Principles of Enhanced Heat Transfer*. CRC Press, 2005.
- [89] J. Yun and K. Lee, "Influence of design parameters on the heat transfer and flow friction characteristics of the heat exchanger with slit fins," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 43, pp. 2529–2539, 2000.
- [90] J. H. Kim, J. H. Yun, and C. S. Lee, "Heat-transfer and friction characteristics for the louver-fin heat exchanger," *J. Thermophys. Heat Transf.*, vol. 18, no. 1, pp. 58–64, 2004.
- [91] H. Bhowmik and K. S. Lee, "Analysis of heat transfer and pressure drop characteristics in an offset strip fin heat exchanger," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 36, no. 3, pp. 259–263, 2009.
- [92] L. B. Erbay, M. M. Öztürk, and B. Doğan, "Comprehensive Study of Compact Heat Exchangers with Offset Strip Fin," in *Heat Exchangers - Advanced Features and Applications*, vol. 2, InTech, 2017, p. 64.
- [93] D. M. Smith, "Mean Temperature Difference in Cross Flow," *Engineering*, vol. 183, pp. 479–481, 1931.
- [94] R. A. Bowman, A. C. Mueller, and W. M. Nagle, "Mean Temperature Difference in Design," *Trans. A.S.M.E.*, vol. 62, no. 4, pp. 283–294, 1940.
- [95] B. B. Fleytlikh, E. V. Dubrovskii, and I. E. Lobanov, "Using the smith method for calculating the mean temperature difference in a cross-flow heat exchanger with a single-pass motion of nonmixing media through both cavities," *Therm. Eng.*, vol. 58, no. 3, pp. 263–267, Apr. 2011.
- [96] R. P. Brent, *Algorithms for Minimization Without Derivatives*. 2013.
- [97] P. Ilieș, *Contribuții la stadiul și cercetarea schimbătoarelor de căldură compacte din aluminiu cu nervuri ondulate*. Timișoara: Ed. Timișoara, 2010.
- [98] S. Albetel, V. Martian, M. Nagi, A. Septimiu, M. Vlad, and N. Mihai, "Straight Section Influence on Thermal and Hydraulic Performances for a Wavy Air Fin in a Compact Heat Exchanger," *Appl. Mech. Mater.*, vol. 659, pp. 283–288, Oct. 2014.
- [99] A. Association Française de Normalisation, "NF EN ISO 5167-2." p. 56, 2003.
- [100] R. Tatara and G. Lupia, "Assessing heat exchanger performance data using temperature measurement uncertainty," *Int. J. Eng. Sci. ...*, vol. 3, no. 8, pp. 1–12, 2011.
- [101] C.-C. Wang, R. L. Webb, and K.-Y. Chi, "Data reduction for air-side performance of fin-and-tube heat exchangers," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 21, no. 4, pp. 218–226, May 2000.
- [102] "ASHARE Standard 33-78: Method of Testing Forced Circulation Air Cooling and Air Heating Coils," Atlanta, 1978.
- [103] R. B. (ASME) Abernethy, R. P. (Westinghouse E. C. Benedict, and R. B. (University of R. I. Dowell, "ASME MEASUREMENT UNCERTAINTY," *J. Fluids Eng. ASME*.
- [104] C. Wang, P. Gao, S. Tan, and Z. Wang, "Forced convection heat transfer and

- flow characteristics in laminar to turbulent transition region in rectangular channel," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 44, no. null, pp. 490–497, Jan. 2013.
- [105] V. Gnielinski, "New equations for heat and mass transfer in the turbulent flow in pipes and channels," *NASA STI/Recon Tech. Rep. A*, vol. 75, p. 22028, 1975.
- [106] S. Seabold and J. Perktold, "Statsmodels: Econometric and statistical modeling with python," in *9th Python in Science Conference*, 2010.
- [107] "ANSYS - Simulation Driven Product Development." [Online]. Available: <http://www.ansys.com/>. [Accessed: 11-Jan-2016].
- [108] "OpenFOAM® | Open Source CFD | The OpenFOAM Foundation." [Online]. Available: <http://openfoam.org/>. [Accessed: 11-Jan-2016].
- [109] Autodesk, "Simulation CFD." [Online]. Available: <http://help.autodesk.com/view/SCDSE/2014/ENU/>.
- [110] SimScale, "SimScale - CFD, FEA, and Thermal Simulation in the Cloud | CAE." [Online]. Available: <https://www.simscale.com/>. [Accessed: 22-Jan-2019].
- [111] "Fluid Flow Analysis | SOLIDWORKS." [Online]. Available: <http://www.solidworks.com/sw/products/simulation/fluid-flow-analysis.htm>. [Accessed: 11-Jan-2016].
- [112] K. A. Hoffmann and S. T. Chiang, *Computational fluid dynamics Volume 1*, Forth edit. Wichita, Kansas: Engineersasing Education System, 2000.
- [113] H. K. Versteeg and W. Malalasekera, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*. Pearson Education, 2007.
- [114] W. David C., *Turbulence Modeling for CFD*, 1st ed. Palm Drive: DCW Industries, Inc., 1994.
- [115] G. Iccarino, "Turbulence models," 2004. [Online]. Available: <http://www.stanford.edu/class/me469b/handouts/turbulence.pdf>. [Accessed: 05-Oct-2019].
- [116] K. A. Hoffmann and S. T. Chiang, *Computational Fluid Dynamics Vol.III*, vol. 374, no. 9686. 2000.
- [117] K. A. Hoffmann and S. T. Chiang, *Computational fluid dynamics Volume II*, Forth. Wichita, Kansas, USA: Engineersasing Education System, 2000.
- [118] Autodesk Simulation CFD 2014, "Help: SST K-Omega Turbulence Models." [Online]. Available: <http://help.autodesk.com/view/SCDSE/2014/ENU/?guid=GUID-0F5C4828-9F91-46B6-A16A-2578D72DCFCC>. [Accessed: 26-Apr-2014].
- [119] A. Sobachkin and G. Dumnov, "Numerical Basis of CAD-Embedded CFD," 2014.
- [120] E. R. Van Driest, "On Turbulent Flow Near a Wall," *J. Aeronaut. Sci.*, vol. 23, no. 11, pp. 1007–1011, Nov. 1956.
- [121] Kevin Dunn, *Process Improvement using Data*. 2018.
- [122] "Scipy minimize." .
- [123] G. Cocian, C. Popa, and V. Martian, "Flux Load, Direct Measurement determination," in *2016 Interantional Coference on production research - regional conference Africa, Europe and the Middle East (ICPR-AEM)/ 4th International Conference on Quality and Inovation in Engineering and Management (QIEM)*, 2016.
- [124] A. Rus, V. Martian, and M. Nagi, "Study of Height Influence of Heat Exchanger Tanks on Overall Pressure Drop," *Appl. Mech. Mater.*, vol. 659, pp. 446–449, Oct. 2014.
- [125] V. Marțian, M. Nagi, S. Albețel, and M. Sucilă, "Height Influence on Thermal and Hydraulic Performances for a Wavy Air Fin in a Brazed Aluminium Plate and Bar Heat Exchanger," in *13th Uk Heat transfer Conference*, 2013, no. September, p. UKHTC2013/26.

- [126] M. Vlad, N. Mihai, and F. Ciprian, "TRANSIENT HEAT TRANSFER 1D SIMULATIONS FOR ELECTRICAL VEHICLE BATTERY USING OPENMODELICA SOFTWARE PACKAGE," in *ACME Iasi 2012*, 2012.
- [127] P. Ilies, M. Vlad, and M. Nagi, "Influence of extended water heat surface on water coolers," in *Conferința Națională de Termodinamică. Univ. Petrol și Gaze*, 2007.
- [128] M. Nagi, P. Ilieș, and M. Vlad, "An experimental approach for air flow inside the heat exchanger's wavy channel," in *Conferința Națională de Termodinamică. Univ. Petrol și Gaze*, 2007.
- [129] M. Nagi, P. Ilies, and M. Vlad, "Influence of the wavy amplitude in air flow in an air fin," in *AMMA 2007*, 2007.
- [130] M. Nagi, P. Ilieș, and M. Vlad, "Compact Heat Exchangers manufactured At RAAL Bistrita Romania," in *University of Russe "Angel Kanchev" Vol 46.*, 2007.
- [131] P. Ilieș, M. Nagi, and M. Vlad, "New constructive solutions for noise attenuation on cooling systems for industrial machines," in *STABILITY PACT particip internat, 2005*, 2005, pp. 121–124.
- [132] P. Ilies, M. Vlad, and M. Nagi, "Solutii constructive moderne de schimbatoare de caldura compacte din aluminiu," in *Conf Termo, ed XV cu part.internationala*, 2005.
- [133] M. Nagi, P. Ilies, and M. Vlad, "Cercetări experimentale privind performanțele răcitoarelor combinate tip shell," in *NAV-MAR-EDU2005*, 2005.
- [134] M. Nagi, P. Ilieș, and M. Vlad, "Researches for more compact cooling systems, for vehicles, done in Romania at RAAL Bistrita," in *European automotive Congres, EAEC05YU-AQ04*, 2005.
- [135] P. Ilies, M. Vlad, and M. Nagi, "Influenta dimensiunii nervurilor asupra performanțelor radiatoarelor din aluminiu," in *A X-a Ediție a Conferinței Stiintifice a Facultatii de Inginerie cu participare internationala*, 2005.
- [136] P. Ilieș, Nagi, Mihai, and M. Vlad, "New compact systems for optimising the cooling groups used in industrial machines," in *Bul. IPIasi, Tomul L(LIV), Fasc.6C, S. Const. De . Mas.*, 2004, pp. 3–12.
- [137] M. Nagi, P. Ilieș, and M. Vlad, "Critical considerations regarding the generalization of the results that were obtained at the oil-air coolers testing," in *Bul. IPIasi, Tomul L(LIV), Fasc.6C, S. Const. De . Mas.*, 2004, pp. 133–138.
- [138] P. Ilies, M. Nagi, and M. Vlad, "Trends of more compact cooling systems for vehicles and self driven cars equipped with diesel engines," in *The 10 th International Congres Conat2004*, 2004.
- [139] M. Nagi, P. Ilieș, and M. Vlad, "Plates oil coolers with counterflow pattern," in *MVM04-B13*, 2004.
- [140] M. Nagi, P. Ilieș, and M. Vlad, "Consideratii asupra unor solutii constructive de radiatoare din aluminiu," in *Conf Termo, ed XIV cu part.internationala, Bucuresti, A-32*, 2004.
- [141] V. Martian, S. Albetel, and M. Nagi, "Numerical Study of Corrugation Amplitude Influence of a Wavy Fin in Overall Performance of a Compact Heat Exchanger," *Appl. Mech. Mater.*, vol. 659, pp. 405–410, Oct. 2014.
- [142] M. A. Mueller et al., "ASHARE standard Engineering Analysis of Experimental Data," 2004.
- [143] D. M. Diez and C. D. Barr, *OpenIntro Statistics Second Edition*, Second Edi. openintro.org, 2012.
- [144] M. Tion, *Prelucrarea statistică și informațională a datelor de măsură*. București: Editura Tehnica, 1976.
- [145] "SciPy v0.14.0 Reference Guide." [Online]. Available:

- <http://docs.scipy.org/doc/scipy/reference/generated/scipy.stats.t.html>.  
[Accessed: 21-Jun-2014].
- [146] "Convective-Heat-Transfer-D\_430 @ Www.Engineeringtoolbox.Com." .
- [147] [www.azom.com](http://www.azom.com), "Article @ Www.Azom.Com." 2014.
- [148] "Welcome to Python.org." [Online]. Available: <https://www.python.org/>.  
[Accessed: 28-Jul-2014].
- [149] "spyderlib." [Online]. Available: <https://code.google.com/p/spyderlib/>.  
[Accessed: 29-Jul-2014].
- [150] R. M. Manglik and A. E. Bergles, "Heat transfer and pressure drop correlations for the rectangular offset strip fin compact heat exchanger," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 10, no. 2, pp. 171–180, 1995.
- [151] Wikipedia, "Cloud Computing." [Online]. Available: [https://ro.wikipedia.org/wiki/Cloud\\_computing](https://ro.wikipedia.org/wiki/Cloud_computing). [Accessed: 01-Nov-2016].
- [152] "eddy-viscosity @ www.sciencedirect.com." [Online]. Available: <https://www.sciencedirect.com/topics/earth-and-planetary-sciences/eddy-viscosity>.

679.019