

**STUDII ȘI CERCETĂRI PRIVIND
INFLUENȚA GEOMETRIEI
NERVURILOR DISCONTINUE
DISPUSE ALTERNANT (OFFSET)
ASUPRA PERFORMANȚELOR
SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ
DIN ALUMINIU ÎN PLĂCI BRAZATE**

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

ing. Septimiu Radu ALBEȚEL

Conducător științific: prof.univ.emerit dr.ing Mihai NAGI

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

Copyright © Editura Politehnica – Timișoara, 2021

Această publicație este supusă prevederilor legii dreptului de autor. Multiplicarea acestei publicații, în mod integral sau în parte, traducerea, tipărirea, reutilizarea ilustrațiilor, expunerea, radiodifuzarea, reproducerea pe microfilme sau în orice altă formă este permisă numai cu respectarea prevederilor Legii române a dreptului de autor în vigoare și permisiunea pentru utilizare obținută în scris din partea Universității Politehnica 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 autorului în domeniul cercetării și dimensionării schimbătoarelor de căldură de peste 15 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. univ. emerit 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. Marin Bică, prof. univ. dr. ing. Nicolae Burnete și prof. univ. dr. ing. Dorin Lelea, de asemenea doresc să adresez mulțumiri domnilor: prof. univ. emerit dr. ing. Iorga Dănilă, prof. univ. emerit dr. ing. Mihai Jădăneanț și conf. univ. dr. ing. Ioan Laza pentru suportul științific acordat de-a lungul 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 domnului director general al firmei S.C. RAAL S.A. din Bistrița dr. ing. Paul Ilieș și domnului director tehnic Mircea David pentru suportul și îndrumarea acordată de-a lungul celor peste 15 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 de-a lungul cercetării și redactării acestei teze.

Timișoara, Februarie 2021

Septimiu Radu ALBETEL

Albeșel, Septimiu Radu

**STUDII ȘI CERCETĂRI PRIVIND INFLUENȚA
GEOMETRIEI NERVURILOR DISCONTINUE DISPUSE
ALTERNANT (OFFSET) ASUPRA PERFORMANȚELOR
SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ DIN ALUMINIU ÎN PLĂCI
BRAZATE**

Teze de doctorat ale UPT, Seria X, Nr. YY, Editura Politehnica,
200Z, 100 pagini, 67 figuri, 7 tabele.

Cuvinte cheie:

schimbătoare de căldură, transfer termic, nervură discontinuă
(offset), numărul Nu , coeficient de frecare

Rezumat,

Lucrarea conține studiul experimental și analitic al schimbătoarelor de căldură din aluminiu în construcție cu plăci brazate cu nervuri discontinue dispuse alternant. Pe baza testării experimentale s-au determinat ecuații criteriale care sunt folosite în programele de calcul pentru dimensionarea schimbătoarelor de căldură de acest tip.

Introduction

In nature there are three different ways in which the heat transfer process can occur: radiation (this takes place between two bodies with different temperatures – higher than 0 K), conduction (the heat transfer occurs between solid bodies and a stationary liquids) and convection (the heat transfer takes place between a stationary medium and moving liquid).

The devices used to ensure the heat transfer are called heat exchangers. These devices can be built in different types of constructive solutions depending on the type of heat transfer they make. So, in agricultural, automotive, industrial industries the heat transfer is mainly convective. For electronics applications, the heat transfer is usually conductive while in aerospace industry the heat transfer is done exclusively radiant.

The heat exchangers have a big variety of constructive solutions and can be manufactured out of a lot of different types of metals (copper, aluminum, steel). The big majority of heat exchangers use atmospheric air as a cooling medium, still there are heat exchangers that are used for indirect cooling which use other mediums (for example oil cooled with water).

Lately, all heat exchangers use solutions to enhance their cooling power. These solutions are generally known as extended surfaces, the most common of all being the fins. Fins have also a big variety of different constructive solutions which are usually particular to every different heat exchanger manufacturer. Nevertheless, the fins can be classified as wavy, louvered, and offset.

Due to this huge diversity of the potential constructive solutions and due to the fact that the performances of these fins depend on a lot of external factors, it is imperative to consult the existing literature prior to running the heat exchangers dimensional calculations ([Kays și London [4], Wang et al [6] Dong et al [7]-[9], Nagi. [10]-[12], Theil [13], Ilieș [14]-[16]). The main challenge is that when using the existing correlations, the differences between them is quite high, reaching $\pm 30\%$.

This leads to the necessity that each cooling system manufacturer develops its own specific correlations customized for their production characteristics. The continuous development of the company RAAL S.A. Bistrița towards new markets generated the need to accelerate the research regarding the brazed plates heat exchangers.

S.C. RAAL S.A. is a complete cooling system company, which means that all the activities required for the design, manufacturing and validation of a cooling system can be done in house.

The testing laboratory includes all the hardware required for the complete validation of the cooling systems including two wind tunnels, burst pressure installation, pressure cycle installation, thermal cycle installation, corrosion test chamber and a vibration test bench.

The traditional market for RAAL has changed drastically in the last years. If back in 1991 most of the clients came from traditional industries> agriculture, industrial or construction fields, nowadays the automotive and electronics and batteries cooling systems gained a lot of ground.

This research focuses on finding a set of criterial equations for newer constructive solutions to improve the existing heat exchanger dimensioning software.

Chapter 2 gives an overview of with the main types of existing extended surfaces used for the improvement of the heat exchange, with focus on the offset fin type. Chapter 3 deals with the main types of heat exchangers, how they can be categorized and how they can be dimensioned. Chapter 4 details the experimental study of three heat exchangers, especially designed and built for the purpose of finding the criterial equations. Chapter 5 shows the experimental data evaluation and interpretation and the actual criterial equations determination. This operation as automated using Python software. Chapter 6 presents the conclusions and the author's contribution. In the end the appendix can be found.

Notății, abrevieri, acronime

A	[m ²]	Suprafața de schimb termic
S	[m ²]	Secțiunea de curgere
t	[°C]	Temperatura
k	[W/m ² .K]	Coeficientul global de transfer termic
L	[m]	Lungimea de curgere
Q̇	[kW]	Fluxul termic schimbat de fluide
E	[kJ]	Energia termică
P _u	[m]	Perimetrul udat
D _h	[m]	Diametrul hidraulic $D_h = 4 \cdot S/P_u$
τ	[s]	Tensiunea tangențială [Pa]
v	[m/s]	viteza fluidului
α	[W/m ² .K]	Coeficientul de convecție
η	[Pa·s]	Vâscozitatea dinamică
ν	[m ² /s]	Vâscozitatea cinematică
c _p	[kJ/kg.K]	Capacitatea termică masică la presiune constantă
a	[m ² /s]	Difuzivitatea termică
ṁ	[kg/s]	Debitul masic al fluidului
η _f	[-]	Randamentul suprafețelor extinse
C	[kW/K]	ṁ · c _p fluxul capacității termice a fluidului
δ	[m]	Grosimea peretelui despărțitor
ρ	[kg/m ³]	Masa specifică
λ	[W/m.K]	Conductivitatea materialului
λ _f	[W/m.K]	Conductivitatea fluidului
μ	[-]	Raportul capacităților termice C _{min} /C _{max}
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

Cuprins

Introduction	5
Notății, abrevieri, acronime	7
Cuprins.....	8
Tabelul Figurilor.....	10
Lista tabelelor	12
1. Introducere	13
2. Stadiul actual în construcția schimbătoarelor de căldură din aluminiu	16
2.1. Suprafețe de schimb termic extinse	16
2.2. Brazarea schimbătoarelor de căldură din aluminiu	18
2.3. Mărimile adimensionale.....	19
2.4. Nervuri discontinue dispuse alternant(ND).....	20
2.5. Aripioara spartă(AL)	22
2.6. Aripioara ondulată(AO)	24
2.7. Concluzii privind stadiul actual al cercetărilor suprafețelor de schimb termic extinse	25
3. Calculul schimbătoarelor de căldură	26
3.1. Probleme generale.....	26
3.2. Clasificarea schimbătoarelor de căldură.....	26
3.3. Proprietățile agenților termici	28
3.4. Alegerea tipului schimbătorului de căldură.....	29
3.5. Tipuri de schimbătoare de căldură produse în RAAL	30
3.5.1. Tipuri de aplicații unde se folosesc schimbătoarele de căldură produse în RAAL	31
3.5.2. Variante constructive produse în RAAL	39
3.6. Calculul termic al schimbătoarelor de căldură.....	41
3.6.1. Metoda diferenței logaritmice de temperatură	41
3.6.2. Metoda ϵ -NTU,	43
4. Cercetări experimentale privind influența nervurilor discontinue dispuse alternant asupra performanțelor termice pentru schimbătoarele de căldură în construcție cu plăci brazate	45
4.1. Descrierea constructivă a schimbătoarelor testate	45
4.2. Calcularea caracteristicilor geometrice	48
4.2.1. Calculul secțiunii de curgere	50
4.2.2. Calculul suprafeței de schimb termic	50
4.2.3. Calculul diametrului hidraulic	51
4.3. Determinarea performanțelor termice ale schimbătoarelor de căldură în construcție cu plăci brazate.....	52
4.3.1. Realizarea măsurărilor experimentale	59
4.3.2. Prelucrarea și interpretarea rezultatelor experimentale efectuate prin teste	62
5. Determinarea relațiilor criteriale pentru nervurile discontinue dispuse alternant (turbulator).....	64

6. Concluzii și contribuții personale.....	73
6.1. Concluzii	73
6.2. Contribuții personale.....	75
Anexa A: Erori și incertitudini	77
Anexa B: Tabele cu rezultatele măsurărilor experimentale.....	80
Anexa C: Codul sursă a programelor folosite	89
Bibliografie.....	98

Tabelul Figurilor

Figura 1 Tipuri de suprafețe extinse: a) tuburi nervurate, b) aripioare de tip ac, c) lamele drepte, d) lamele sparte	16
Figura 2 Asamblarea unui schimbător de căldură compact: 1 perete despărțitor; 2 distanțier aer; 3 distanțier apă; 4 aripioară aer.....	17
Figura 3 Nervură discontinuă dispusă alternant.....	20
Figura 4 Nervură dispusă normal și transversal.....	22
Figura 5 Aripioara spartă	22
Figura 6 Aripioara ondulată	24
Figura 7 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	27
Figura 8 Exemple de sistem complet de răcire	30
Figura 9 Sistem de răcire baterii	31
Figura 10 Exemple de sisteme de răcire pentru aplicații din agricultură.....	32
Figura 11 Exemple de sisteme de răcire pentru aplicații din domeniul construcțiilor.....	33
Figura 12 Patent RAAL pentru uscător aer comprimat	34
Figura 13 exemple de schimbătoare de căldură pentru aplicații industriale	35
Figura 14 Sisteme de răcire pentru autobuze și camioane	36
Figura 15 sisteme de răcire pentru automobile și motociclete	36
Figura 16 Exemple de sisteme de răcire pentru aplicațiile electrice	37
Figura 17 Cuptor de brazare dedicat plăcilor de răcire pentru baterii	37
Figura 18 Exemple de sistem de răcire pentru aplicații feroviare	38
Figura 19 Tipuri constructive în RAAL. a. răcitor în plăci și bare, b. răcitor tip scoică, c. răcitor pe tuburi și aripioare, d. răcitor cu tuburi extrudate și e. răcitor din plăci brazate.....	39
Figura 20 Configurații de curgere: a) curgerea în echicurent; b) curgerea în contracurent	41
Figura 21 Schimbător de căldură în plăci brazate	45
Figura 22 Schimbător de căldură în plăci brazate vedere explodată	46
Figura 23 Componentele schimbătorului de căldură în plăci brazate.....	47
Figura 24 Descrierea unui răcitor contracurent	48
Figura 25 Detaliu geometric pentru Zona Termică	49
Figura 26 Secțiune \perp pe direcția de curgere	50
Figura 27 Secțiune \parallel cu direcția de curgere	51
Figura 28. Desen de execuție răcitor 1.....	54
Figura 29 Desen de execuție răcitor 2.....	56
Figura 30 Desen de execuție răcitor 3.....	58
Figura 31 Schema de funcționare stand de testare	59
Figura 32 Stand de testare în timpul măsurărilor.....	60
Figura 33 Stand de testare.....	61
Figura 34 Variația kA în funcție de Recald și Rerece pentru turbulatorul cu pas 8mm	64
Figura 35 Funcția generală a coeficientului de frecare f pentru turbulatorul cu pas de 8mm	65
Figura 36 Verificarea funcției generale a coeficientului de frecare f pentru turbulatorul cu pas de 8mm pentru fluidul rece.....	66
Figura 37 Verificarea funcției generale a coeficientului de frecare f pentru turbulatorul cu pas de 8mm pentru fluidul cald	66

Figura 38 Variația kA în funcție de <i>Recald</i> și <i>Rerece</i> pentru turbulatorul cu pas 6.8mm	67
Figura 39 Funcția generală a coeficientului de frecare f pentru turbulatorul cu pas de 6.8mm	67
Figura 40 Verificarea funcției generale a coeficientului de frecare f pentru turbulatorul cu pas de 6.8 mm pentru fluidul cald	68
Figura 41 Verificarea funcției generale a coeficientului de frecare f pentru turbulatorul cu pas de 6.8 mm pentru fluidul rece	69
Figura 42 Variația kA în funcție de <i>Recald</i> și <i>Rerece</i> pentru turbulatorul cu pas 5 mm	70
Figura 43 Funcția generală a coeficientului de frecare f pentru turbulatorul cu pas de 5 mm	70
Figura 44 Verificarea funcției generale a coeficientului de frecare f pentru turbulatorul cu pas de 5 mm pentru fluidul cald	71
Figura 45 Verificarea funcției generale a coeficientului de frecare f pentru turbulatorul cu pas de 5 mm pentru fluidul rece	71
Figura 46 Compunerea erorilor de măsurare	77

Lista tabelelor

Tabelul 1 Structura geometrică a răcitorului	49
Tabelul 2 Calculul mărimilor geometrice ale răcitorului	52
Tabelul 3 Structura geometrică a răcitorului 1 (pas 8 mm).....	53
Tabelul 4 Structura geometrică a răcitorului 2 (pas 6.8 mm).....	55
Tabelul 5 Structura geometrică a răcitorului 3 (pas 5 mm).....	57
Tabelul 6 Datele de intrare folosite pentru măsurători	61

1. Introducere

De regulă în natură schimbul termic se realizează prin trei moduri: radiant (acest tip de schimb termic are loc între două corpuri având temperaturi diferite mai mari decât 0 K), conductiv (transferul termic are loc între medii solide și fluide staționare) și convectiv (transferul termic are loc între un mediu staționar și un fluid în mișcare).

Pentru asigurarea schimbului termic, în industrie se folosesc niște aparate denumite schimbătoare de căldură. Aceste aparate au construcții diferite în funcție de tipul de schimb termic pe care îl realizează. Astfel în aplicațiile industriale, agricultură sau construcții se folosesc soluții care să asigure un schimb termic cu precădere convectiv. În industria electronică se folosesc soluții constructive care realizează schimbul termic de tip conductiv. Iar în industria spațială se folosesc exclusiv soluții adaptate schimbului termic radiant.

Schimbătoarele de căldură pot avea o varietate foarte mare de tipuri constructive și pot fi produse din diferite materiale metalice cupru, aluminiu, oțel. Marea majoritate a schimbătoarelor de căldură folosesc ca și agent de răcire aerul atmosferic, eliminând astfel surplusul de căldură din diferite instalații în atmosferă (răcitoare de apă, răcitoare de ulei, răcitoare de aer de supraalimentare, răcitoare de aer comprimat, condensatoare). Există totuși și schimbătoare de căldură secundare care folosesc fluide pentru răcirea altor fluide (de exemplu se răcește ulei cu apă).

În ultima vreme schimbătoarele de căldură folosesc soluții care să îmbunătățească schimbul termic. Aceste soluții sunt denumite suprafețe extinse de schimb termic, cele mai utilizate fiind nervurile. Și aici există o varietate foarte mare de soluții constructive particulare fiecărui producător. Totuși nervurile pot fi clasificate în nervuri ondulate (wavy), sparte (louvered), dispuse alternant (offset).

Din cauza acestei foarte mari diversități a posibilelor soluții constructive și a faptului că performanțele acestor suprafețe extinse depind de foarte mulți factori (temperaturi, tipul fluidului de lucru, viteze, etc), pentru dimensionarea schimbătoarelor de căldură este necesară consultarea literaturii de specialitate care conține date experimentale și ecuații criteriale pentru diferitele suprafețe extinse cunoscute ([Kays și London [4], Wang et al [6] Dong et al [7]-[9], Nagi. [10]-[12], Theil [13], Ilieș [14]-[16]). Totuși, principala provocare în folosirea acestor corelații sau a relațiilor criteriale din literatură este că au diferențe relativ mari, ajungând până la $\pm 30\%$.

De aici rezultă nevoia ca fiecare producător de sisteme de răcire să studieze și să determine corelații specifice producției proprii. Dezvoltarea și extinderea continuă a companiei S.C. RAAL S.A. spre noi piețe a condus la nevoie de aprofundare a studiilor legate de schimbătoarele de căldură în plăci brazate.

S.C. RAAL S.A din Bistrița este o companie care are capacitatea de furniza soluții complete pentru clienții ei pornind de la partea de concepție până la faza de producție și validare a sistemele de răcire proiectate. Una dintre cele mai moderne instalații de tratare a metalelor este de asemenea disponibilă pentru pregătirea suprafețelor înainte de vopsire.

Standul de teste include toată aparatura necesară pentru a realiza validarea completă a schimbătoarelor de căldură. Laboratorul de teste include două tuneluri de vânt, instalație de efectuare a testelor de spargere, a testelor de presiune pulsatorie, a testelor de șoc termic, cameră frigorifică, instalație de testare la coroziune (ceață salină) și chiar și o instalație de vibrații.

Domeniile de activitate ale clienților firmei RAAL s-au diversificat în ultimii ani. Dacă în primii ani de la înființarea firmei în anul 1991 majoritatea clienților activau în domenii specifice industriale, agricultură sau construcții în ultimii ani au crescut foarte mult numărul clienților din domeniile auto sau din domeniul E-auto (aplicații electrice).

Continua dezvoltare a companiei RAAL a dus la necesitatea de a crea un colectiv solid de cercetare care în colaborare cu Politehnica Timișoara care s-a preocupat de dezvoltarea și optimizarea formelor geometrice ale schimbătoarelor de căldură, această cercetare s-a diseminat folosind literatura științifică prin participarea la diferite conferințe [1]–[9], cărți tehnice cum ar fi „Proiectarea și încercarea schimbătoarelor de căldură” [10], și alte lucrări cu caracter științific [17], [18], [11]–[16].

Scopul acestei lucrări este de a determina relații criteriale pentru tipuri constructive mai noi în vederea îmbunătățirii programelor de dimensionare existente în cadrul RAAL.

În Capitolul 2 s-au trecut în revistă principalele suprafețe extinse folosite pentru îmbunătățirea schimbului termic și s-a prezentat stadiul actual al cercetărilor cu accent pe schimbătoarele de căldură în construcție cu plăci brazate și asupra nervurilor discontinue dispuse alternant. În Capitolul 3 se prezintă principalele tipuri de schimbătoare de căldură, clasificarea și metodele de dimensionare ale acestora. *Capitolul 4* prezintă studiul experimental efectuat pe un număr de trei schimbătoare de căldură special proiectate și executate pentru determinarea ecuațiilor criteriale ale nervurilor discontinue dispuse alternant. În capitolul 5 se detaliază modul în care s-au obținut ecuațiile criteriale pentru turbulatorii cu pas de 5, 6.8 și 8 mm, dar și

un set de ecuații criteriale generale care pot fi folosite universal pentru acest tip de turbulator (offset). Datele experimentale au fost interpretate utilizând limbajul de programare Python. În Capitolul 6 sunt prezentate concluziile și contribuțiile originale din această lucrare, iar la final se regăsesc anexele.

2. Stadiul actual în construcția schimbătoarelor de căldură din aluminiu

2.1. Suprafețe de schimb termic extinse

Nevoia de a crește schimbul termic convectiv și de a reduce dimensiunile schimbătoarelor de căldură a condus către utilizarea suprafețelor extinse. Deoarece fluidele în stare gazoasă au un coeficient de transfer termic conductiv relativ mic, transmiterea căldurii în astfel de medii se face în principal prin amestecul fluidului și nu prin transferul termic direct între perete și fluid. Astfel rolul principal al suprafețelor extinse este de a rupe stratul limita sau de a-i limita dezvoltarea [19]. Un alt rol al suprafețelor extinse este de a compensa coeficientul mic de schimb termic conductiv, printr-o suprafață de transfer termic mărită în același gabarit. Bineînțeles că introducerea unor astfel de suprafețe suplimentare în același volum obturează o parte din aria de curgere, crescând astfel suprafața de frecare, astfel crescând și puterea de recirculare.

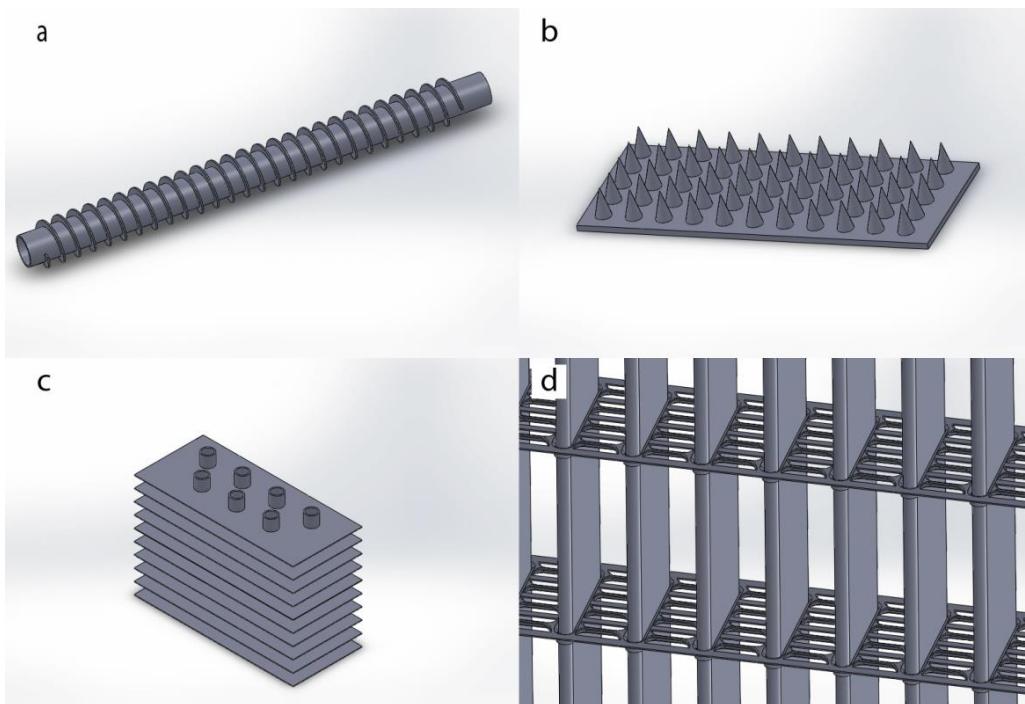


Figura 1 Tipuri de suprafețe extinse: a) tuburi nervurate, b) aripioare de tip ac, c) lamele drepte, d) lamele sparte

17 Stadiul actual în construcția schimbătoarelor de căldură din aluminiu 2

Suprafețele extinse au foarte mare importanță în schimbul termic, iar găsirea unor geometrii care să îmbunătățească schimbul termic este o preocupare importantă în departamentul de cercetare din cadrul firmei RAAL. De aici rezultă un număr foarte mare de forme geometrice. Prezentarea tuturor tipurilor de forme geometrice studiate de-a lungul timpului este aproape imposibilă dar în figura 1 întâlnim 4 exemple reprezentative de astfel de suprafețe extinse folosite la primele tipuri de schimbătoare de căldură.

Variantele constructive prezentate în figura 1 se pretează fiecare unui anumit tip de aplicație. Astfel tuburile nervurate se folosesc în principal în construcția răcitoarelor industriale de gabarit mare, acestea fiind unele dintre primele tipuri de geometrii dezvoltate care asigură extinderea suprafeței de schimb termic fără influență semnificativă asupra curgerii. Pentru răcirea echipamentelor electronice se folosesc suprafețele extinse conice care sunt prezentate în figura 1b [20]. În figura 1c și 1d se pot observa lamelele drepte care se folosesc de regulă în construcția schimbătoarelor de căldură asamblate mecanic.

Toate tipurile de suprafețe extinse prezentate mai sus au în comun faptul că generează o putere de recirculare redusă. Dezavantajul lor este că în același timp au și performanțe reduse din punct de vedere al schimbului termic. Acest dezavantaj poate fi compensat doar prin construirea unor schimbătoare de căldură de dimensiuni frontale mari.

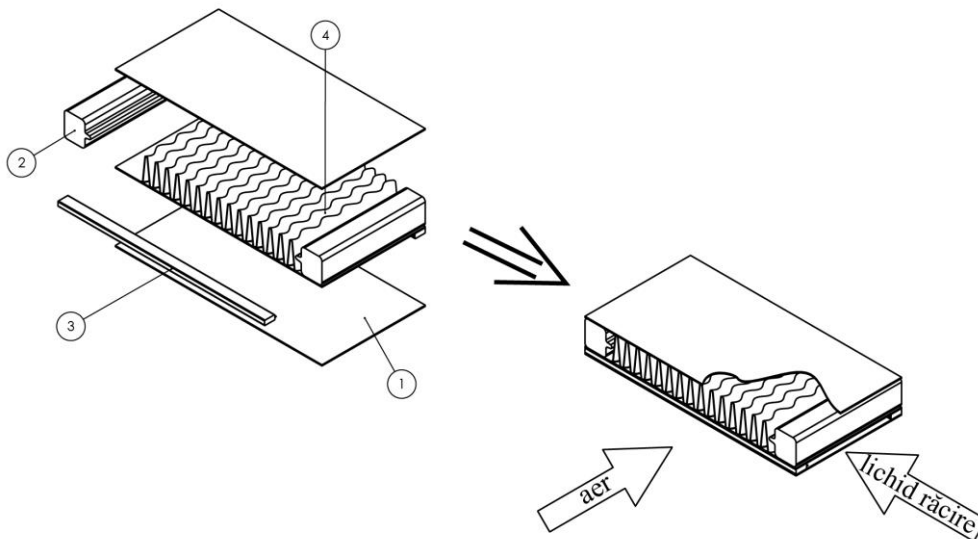


Figura 2 Asamblarea unui schimbător de căldură compact: 1 perete despărțitor; 2 distanțier aer; 3 distanțier apă; 4 aripioară aer

În momentul de față cel mai utilizat tip de suprafață extinsă îl constituie așa numitele aripioare (fins). În figura 2 este prezenta schematic un astfel de suprafață extinsă. Necesitatea acestei soluții a apărut odată cu apariția schimbătoarelor de căldură compacte și au ca rol principal îmbunătățirea schimbului termic pe partea de aer atmosferic.

Schimbătoarele de căldură compacte sunt structuri produse printr-un proces de lipire la cald denumit brazare. Această metodă de realizare duce la eliminarea eventualelor rezistențelor termice care ar putea fi induse de contactele mecanice imperfecte, astfel realizându-se și un schimb termic îmbunătățit.

2.2. Brazarea schimbătoarelor de căldură din aluminiu

Brazarea este un proces tehnologic în care se realizează efectiv asamblarea etanșă și rezistentă a principalelor componente ale ansamblelor/subansamblelor la temperaturi mai mari de 450°C, cu ajutorul unui material de aport de tip AISi în cuptoare cu atmosfera controlată.

În cadrul RAAL, în prezent, sunt instalate mai multe cuptoare electrice de brazare cu atmosferă controlată (azot de puritate 99,998%):

2 cuptoare electrice orizontale (Sellacan, Pyrocon), de tip tunel cu mufla; încălzirea șarjei realizându-se în mod indirect numai prin radiație.

1 cuptor electric vertical de tip camera (Sellacan), încălzirea șarjei realizându-se în mod indirect prin convecție;

linie de brazare formată din: cuptor tip camera de uscare, cuptor tip camera vertical cu convecție, cuptor 2 tip camera vertical cu convecție, camera de răcire în aer.

Tipurile de fluxuri folosite în RAAL sunt fluxuri pe bază de fluoruri (amestec de fluoroaluminati de potasiu). Acestea sunt:

- ne higroscopice
- sub formă de pulberi (au dimensiuni medii a particulelor, 7-8 μm)
- au interval de topire cuprins între 562 – 575 °C
- au o solubilitate mică în apă (4.5 g/l – sunt aproape insolubile în apă)
- sunt necorozive pentru alumini

2.3. Mărimile adimensionale.

Pentru a putea compara performanțele unor diferite soluții constructive este nevoie de a elimina influența mărimilor fizice (temperatura, debit, cădere de presiune). În același timp este necesară prezentarea lor într-un format general independent și de condițiile de testare. Performanțele hidraulice sunt prezentate folosind coeficientul de frecare Fanning (f) iar pentru performanțele termice se folosesc criteriile Nusselt (Nu) sau Colburn (j). Coeficientul f este definit ca raport între tensiunea tangențială și densitatea energiei cinetice locale a fluidului:

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

unde $\bar{\tau}$ este tensiunea tangențială, ρ densitatea și w viteza la perete a fluidului. Se definește diametrului hidraulic ca $d_h = 4A_c/P_u$ (A_c și P_u aria de curgere și respectiv perimetrul udat). Rescrierea tensiunii tangențiale în funcție de gradientul de presiune [21] se obține ecuația pentru coeficientul Fanning f :

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

Din punct de vedere al performanțelor termice se folosește criteriul Nusselt care este definit de raportul dintre schimbul termic convectiv și schimbul termic conductiv într-un fluid:

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

unde α este coeficientul de convecție, λ_f conductivitatea fluidului iar d_h diametrul hidraulic definit mai sus.

O altă mărime folosită 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:

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

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

Mai departe se vor trece în revistă cele mai importante tipuri de suprafețe extinse începând cu *nervura offset* și încheind cu *aripioara ondulată*.

2.4. Nervuri discontinue dispuse alternant(ND) Nervurile discontinue dispuse alternant (cunoscute și sub numele de aripioare offset sau turbulator) sunt prezentate în figura 3 [14], [10], [17], [22]. Acestea distrug stratul limită la fiecare trecere a debitului de fluid de la o zonă la următoarea. Se folosesc pentru răcirea lichidelor precum uleiurile de ungere, sau alte lichide cu un coeficient de schimb termic convectiv mai mic. Sunt totuși folosite și pentru aplicații care au ca fluid gaz dar care funcționează la presiuni ridicate (compresoare, răcitoare de aer de supraalimentare)

Nervurile de tip offset asigură o amestecare mai bună a fluidului în raport cu alte tipuri de nervuri, având totuși dezavantajul că generează o cădere de presiune mult mai mare decât a celorlalte tipuri folosite.

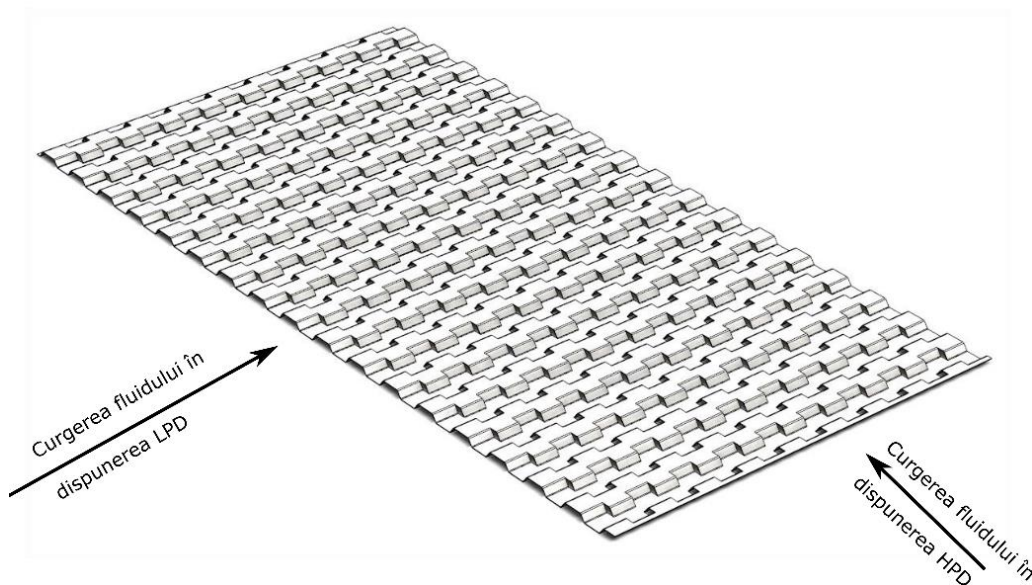


Figura 3 Nervură discontinuă dispusă alternant

Nervurile offset pot fi folosite în două configurații de curgere: (figura 3): cădere de presiune mică (LPD) cunoscută și sub numele de așezare normală sau cădere mare de presiune (HPD) cunoscută sub numele de așezare întoarsă. Procesul de construcție a ND presupune formarea foșei de aluminiu pe direcția HPD ceea ce conferă acestei dispunerii un avantaj major în costurile de producție, cu toate că aceasta cădere 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.

Există studii recente care arată o altă metodă de fabricare a schimbătoarelor de căldură în plăci brazate utilizând nervuri discontinue dispuse alternant ca structură internă, de exemplu Fernández-Seara [23] prezintă studiul experimental al unui schimbător de căldură cu plăci brazate din titan cu nervură transversală offset ca structură internă. Performanțele nervurilor de tip offset este bine studiată, începând cu London [24] prin anii 60 din secolul trecut, care descrie performanțele aerului ca fluid de lucru. Studii suplimentare au fost făcute de Wieting [25], Joshi și Webb [26], Manglik [27], Muzichka [28] dar și alții. Dar, după cum a afirmat Ismail [29], există deviații mari între rezultatele acestor studii, de până la 30%, care pot fi atribuite baverilor rezultate din procesul de fabricație. Recent Peng și colab. [30] au efectuat un studiu experimental și numeric pe o nervură dispusă alternant cu alternanță redusă; Chennu [31] a analizat numeric schimbătoarele de căldură compacte ale plăcilor în regim staționar și în regim tranzitoriu și a generat funcții pentru factorii j și f pentru nervurilor offset. Y. Yang și Ai [32] au propus o nouă metodă de evaluare a performanței nervurii offset într-un schimbător de căldură folosind principiul generării entropiei. Majoritatea studiilor menționate folosesc până acum aerul ca fluid de lucru, $Pr \sim 0.7$, care aplicat lichidelor, $Pr > 1$, oferă diferențe semnificative pentru factorul j [33]. De asemenea, sunt considerate și alte tipuri de lichide, cum ar fi nanofluidul de apă Al_2O_3 [34].

Nervurile offset sunt fabricate prin ambutisarea de foi lungi și înguste de material pe direcția transversală, direcția de cădere de presiune ridicată, ca în figura 1.b. Această metodă de fabricație creează dificultăți în asamblarea schimbătoarelor de căldură cu lungime de curgere mari. Folia gata formată trebuie tăiată în mai multe bucăți și asamblată manual în pasajul de curgere. O modalitate mai ușoară de montare a offset-urilor în schimbătoarele de căldură în plăci este utilizarea acestora pe măsură ce se formează, ceea ce înseamnă că fluxul de fluid va fi transversal (figura 1b). În literatură există puține studii publicate despre fluxul transversal. În anul 2001 Muzychka [28] a studiat nervura de tip offset folosită transversal dar pentru intervalul de Reynolds [20, 200]. El a folosit funcțiile deja cunoscute ale j și f din literatură pentru fluxul laminar și turbulent și le-a combinate folosind coeficienți care sunt atribuiți diferitelor influențe ale tipurilor de curgere. Coeficienții determinați experimental au fost verificați și față de alte geometrii, dând o abatere de $\pm 20\%$. Guo [35], [36] a făcut studii cuprinzătoare asupra unui OF din oțel în direcție transversală și la diferite unghiuri de curgere. El a derivat corelații pentru performanțele termice și hidraulice cu o abatere de maximum $\pm 10\%$ și $\pm 15\%$ de la experimentele într-un interval Reynolds de [30, 500]. Peng et al [37] și Li [38] au făcut studii numerice pentru fluxul transversal. Guo [35] a ajuns la aceeași concluzie ca Ismail [8] că nu este practic să obținem modele generale pentru transferul de căldură și performanțe hidraulice pentru toate tipurile de nervură. Din cauza diferitelor metode de fabricare a acestor nervuri, baverile rezultate din procesul tehnologic induc turbulențe aleatorii.

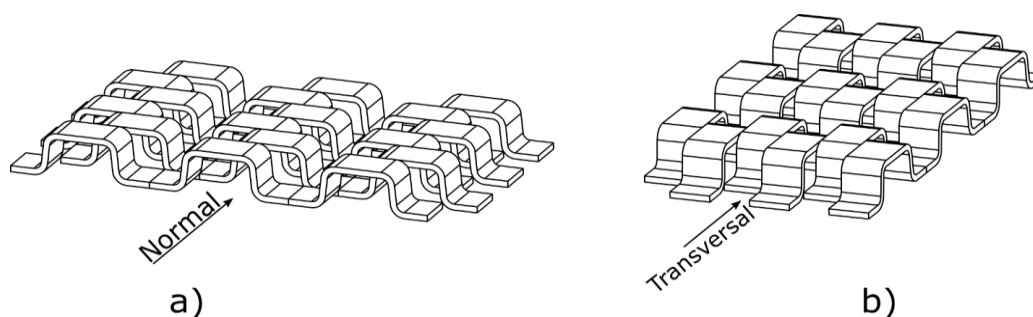


Figura 4 Nervură dispusă normal și transversal

2.5. **Aripioara spartă (AL)** Aripioara spartă (*louvered*), [39]–[41] este folosită pentru extinderea suprafeței de schimb termic de partea aerului și se folosește cel mai mult la condensatoare și vaporizatoare, dar și în industria auto. În general este potrivită pentru mediile curate, fără a exista posibilitatea îmbâcsirii cu praf.

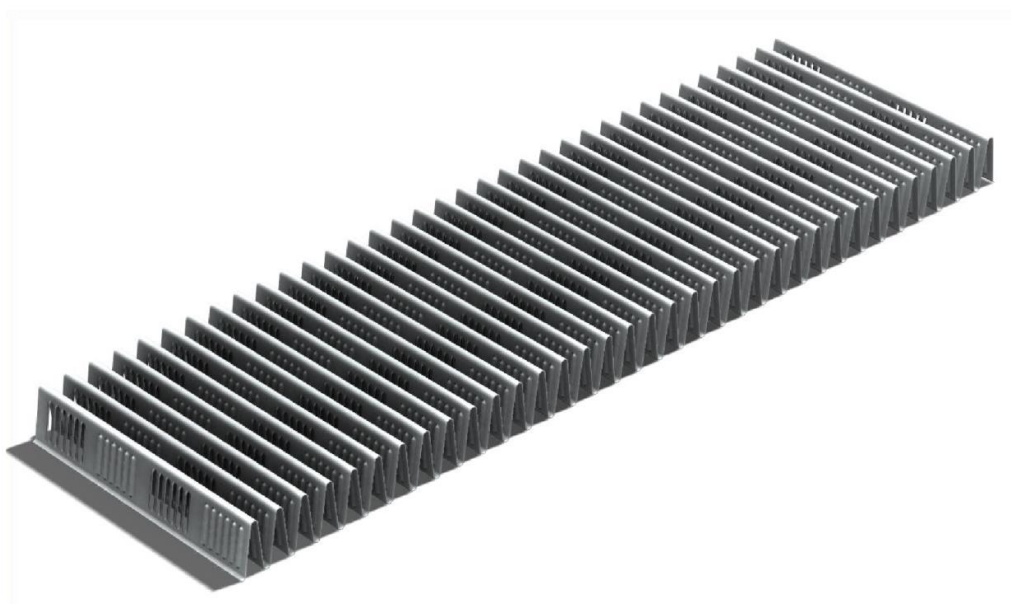


Figura 5 Aripioara spartă

Schimbului termic și mixarea aerului se face prin ruperea stratului limită la trecerea aerului prin spărturi. Astfel în circulația aerului se induce o circulație adițională care se mai definește ca și *eficiența curgerii* [42]

Studierea acestor tipuri de suprafețe extinse s-a realizat în general prin cercetări experimentale până în anul 2000 după cum spune și DeJoung [43]. Dintre aceste cercetări putem face referire la cele ale lui Chang [44] care prezintă un model general al coeficientului de frecare prin combinarea mai multor modele cu rezultate bune de $\pm 15\%$. Ulterior anului 2000 cercetările s-au axat pe explicarea curgerii prin spărturi [43], [45], [46] folosind metode experimentale și numerice; dar și optimizarea formei și dimensiunii spărturilor prin metode numerice [47], [48], și compararea performanțelor diferitelor aranjamente în schimbătoarele de căldură [49].

Avantajul primar al acestei suprafețe extinse este atribuit intensificării schimbului termic, dar în același timp generează o cădere de presiune mărită [39]. De asemenea modul de construcție este complicat și costisitor [50] necesitând scule de mare precizie. Uzura sculelor, care 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. Din nervura spartă a derivat un nou tip de aripioară denumită aripioară vortex, studiată în lucrările [51]–[67].

2.6. Aripioara ondulată(AO)Aripioara ondulată, prezentată în 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. Amplificarea schimbului termic se realizează prin ruperea stratului limită la trecerea aerului peste onduleuri, iar mixarea acestuia se realizează prin crearea de turbioane având axa de rotație perpendiculară pe direcția de curgere.

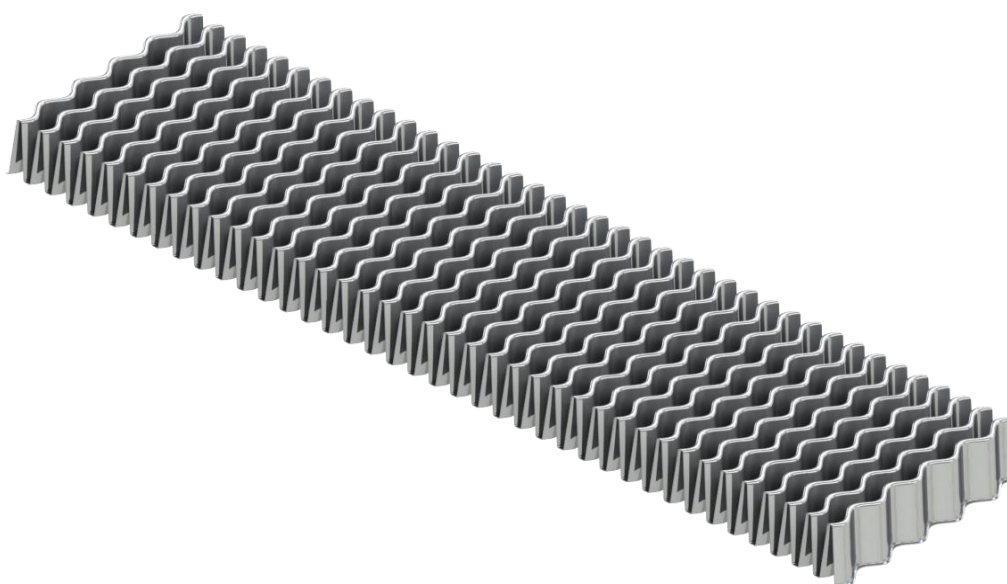


Figura 6 Aripioara ondulată

Un dezavantaj al 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 îmbâcsire [24] ceea ce o face foarte bună în mediile murdare, cu multe particule solide prezente în aer, în special în industria grea: 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).

Acest tip de aripioare, fiind una dintre cele mai folosite în industrie este și una foarte bine studiată. Putem aminti aici mai multe lucrări cum ar fi [29], [68], [77]-[86], [69]-[76].

2.7. Concluzii privind stadiul actual al cercetărilor suprafețelor de schimb termic extinse

În cadrul acestui capitol s-a prezentat stadiul actual al cercetărilor efectuate pentru principalele tipuri suprafețe de schimb termic extinse folosite în construcția schimbătoarelor de căldură compacte. Și s-a insistat în special pe stadiul actual al cercetărilor efectuate pe nervurile discontinue dispuse alternant.

La finalul acestui capitol s-au prezentat pe scurt și unele dintre criteriile de eficiență ce se folosesc pentru caracterizarea performanțelor acestor suprafețe extinse de schimb termic. Scopul acestui capitol este de a detalia modul de alegere și calculare al unui schimbător de căldură în funcție de aplicația și fluidele folosite.

Schimbătoarele de căldură sunt utilaje care realizează un transfer de schimb termic între două fluide despărțite de un perete. Majoritate aplicațiilor industriale au nevoie de schimbătoare de căldură pentru disiparea acestui flux de căldură.

3. Calculul schimbătoarelor de căldură

3.1. Probleme generale

Majoritatea instalațiilor industriale au în componență schimbătoare de căldură, acestea putând fi unități individuale sau parte a unor instalații complexe. Fluidele care sunt vehiculate prin schimbătoarele de căldură sunt denumiți agenți termici. Schimbătoarele de căldură trebuie să îndeplinească o serie de condiții de bază. Aceste condiții sunt enumerate mai jos:

- Respectarea tuturor parametrilor de exploatare impuși de cerințele de proiectare pe toată durata funcționării
- Schimbătoarele de căldură trebuie să necesite investiții și cheltuieli de exploatare minime, deci o eficiență economică ridicată
- Soluțiile constructive alese trebuie să fie simple, compacte și să aibă un gabarit redus
- Să poată fi ușor curățate
- Să aibă o durată mare de viață în exploatare
- Să nu polueze

3.2. Clasificarea schimbătoarelor de căldură

Având în vedere diversitatea foarte mare a schimbătoarelor de căldură acestea pot fi clasificate după mai multe criterii [87] [88]:

- După modul de transmitere a căldurii
 - Schimbătoare de căldură cu transfer indirect continuu sau recuperatoare. Transferul de căldură are loc între doi agenți termici, care circulă concomitent prin schimbătorul de căldură, prin intermediul unui perete despărțitor cu conductivitate mare
 - Schimbătoare de căldură cu transfer indirect intermitent. Transferul de căldură are loc similar cu modul expus anterior cu mențiunea că agenții de răcire trec succesiv prin schimbătorul de căldură (prima dată agent cald și pe urmă agentul rece)

27 Calculul schimbătoarelor de căldură 3

- Schimbătoare de căldură cu amestec. Transferul de căldură are loc într-o incintă unde agenții termici se amestecă
- După schema de curgere a agenților termici (Figura 1)
 - Schimbătoare de căldură în echicurent
 - Schimbătoare de căldură în încrucișat
 - Schimbătoare de căldură în echicurent
 - Schimbătoare de căldură curent încrucișat cu fluidul cald amestecat și fluidul rece neamestecat
 - curent încrucișat cu fluidul cald neamestecat și fluidul rece amestecat

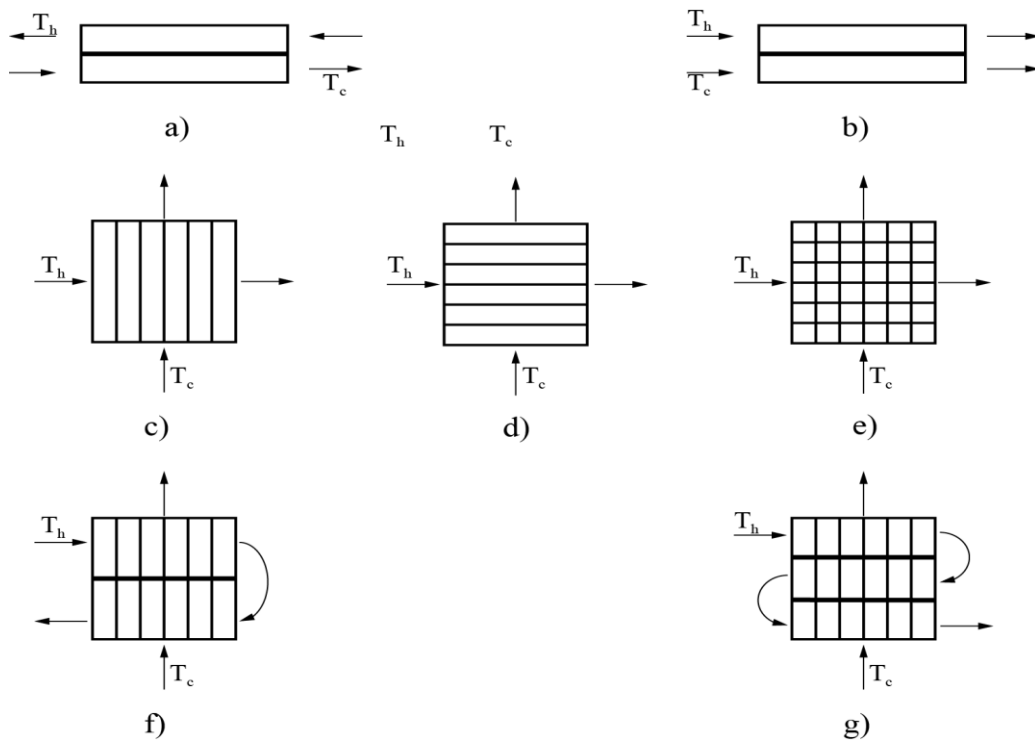


Figura 7 Configurațiile de curgere: a) contra curent; b) echi curent; c) curent încrucișat cu fluidul cald amestecat și fluidul rece neamestecat; d) curent încrucișat cu fluidul cald neamestecat și fluidul rece amestecat

- După destinația schimbătorului de căldură

- Schimbătoare de căldură destinate răcirii gazelor sau a lichidelor
- Încălzitoare (preîncălzitoare, post încălzitoare)
- vaporizatoare
- condensatoare
- După soluția constructivă
 - Cu fascicul de țevi în manta
 - Cu țevi nervurate interior sau /și exterior
 - Schimbătoare de căldură cu suprafețe nervurate
 - Aparate cu plăci sau lamele
- După transformările fizice ale agenților termici în procesul de schimb termic
 - Fără schimbarea de stare a agenților termici
 - Cu schimbare de stare a agenților termici
- După materialul de construcție utilizat
 - Schimbătoare de căldură metalice (oțel, cupru, aluminiu)
 - Schimbătoare de căldură din sticlă, grafit impregnat, materiale plastice
- Alte modalități de clasificare mai pot fi:
 - După regimul de lucru (staționar sau nestaționar)
 - După numărul de treceri (o trecere, două treceri, etc)
 - După poziția de funcționare (verticale, orizontale, etc)
 - După modul de asamblare
 - După modul de preluare a dilatărilor termice

3.3. Proprietățile agenților termici

Agenții termici folosiți trebuie să aibă conductivitate termică , capacitate masică și masa specifică cât mai ridicate. În același timp vâscozitatea trebuie să fie

cât mai scăzută. Agenții termice de asemenea trebuie să nu se depună pe suprafețele de schimb termic. O altă calitate dorită la agenții termici este să nu fie agresivi cu materialul schimbătorul de căldură, să aibă costuri reduse și o largă răspândire.

Cei mai răspândiți agenți termici sunt:

- Apa –
 - poate fi în stare lichidă sau vapori
 - are coeficient de transfer termic ridicat
 - are căldură latentă de vaporizare mare
 - răspândire mare
 - cost redus
 - transportabilă la distanțe mari
 - este limitat până la temperaturi de aproximativ 200 °C
- aerul și gazele de ardere
 - independente de temperatură 0 funcționează până la temperaturi peste 1000 °C
 - coeficient de transfer redus
 - capacitate termică masică mică
 - masa specifică de asemenea mică
- uleiurile minerale
 - folosite doar în stare lichidă
 - se utilizează la temperaturi între 20 – 300 °C

3.4. Alegerea tipului schimbătorului de căldură

Alegerea tipului de schimbător de căldură este condiționată de aplicația pentru care este proiectat. De exemplu dacă avem o aplicație unde este necesară 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 fascicul 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*.

3.5. Tipuri de schimbătoare de căldură produse în RAAL

Firma RAAL produce schimbătoare de căldură singulare precum și diferite sisteme de căldură în funcție de fiecare aplicație în parte. Aici putem aminti răcitoarele de ulei, răcitoarele de aer de supraalimentare, răcitoare de aer comprimat, radiatoarele, condensatoare și vaporizatoare și bineînțeles sisteme complete de răcire care includ mai multe tipuri de răcitoare precum și ventilatoare, motoare hidraulice sau electrice și componente de oțel. În 8 puteți vedea exemple de sisteme complete de răcire.



Figura 8 Exemple de sistem complet de răcire

Datorită creșterii cererii de vehicule electrice și hibride care să reducă impactul asupra mediului ambiant produs de arderea carburantului a apărut o cerință de noi tipuri de schimbătoare de căldură. Acest tip este reprezentat de plăcile de răcire din figura 9. Acestea răcesc activ bateriile pe tehnologia Li-Ion, cu ajutorul lichidului de răcire apă/glicol. Necesarul de putere al acestor plăci este mult mai mic decât a sistemelor complete de răcire, dar în acest caz temperatura de menținere este mult mai joasă decât în cazul clasic.

Prin aceste plăci de răcire fluidul de răcire are o circulație laminară, din cauza debitului mic și a necesităților stringente privind puterea admisă de recirculare. Din această cauză formarea acestor plăci prezintă provocări privind

planeitatea lor dar și a formării diferitelor forme geometrice în vederea creșterii schimbului termic, așa cum se observă din figura 9.



Figura 9 Sistem de răcire baterii

3.5.1. Tipuri de aplicații unde se folosesc schimbătoarele de căldură produse în RAAL

Producția RAAL este bine echilibrată între principalele domenii industriale: agricultură, construcții, aplicații feroviare echipamente industriale, industria auto și mai nou aplicații legate de răcire sistemelor electrice

- Utilizarea sistemelor de răcire în domeniul Agriculturii

Pentru aplicațiile din agricultură RAAL oferă grupuri de răcire pentru tractoare, combine, încărcătoare frontale,.



Figura 10 Exemple de sisteme de răcire pentru aplicații din agricultură

Acestea sunt sisteme complexe care pot fi formate din radiatoare, răcitoare de aer de supraalimentare, răcitoare de ulei de transmisie, răcitoare de ulei hidraulic, răcitoare de combustibil, condensatoare, dar care includ și rame de oțel și ventilatoare

- Utilizarea sistemelor de răcire în domeniul Construcției civile și industriale

Acest gen de aplicații mai este cunoscut și sub denumirea de aplicații heavy-duty, adică un tip de aplicații foarte dure. În general sistemele de răcire trebuie să reziste la solicitări mecanice foarte ridicate.

Ca și instalații putem aminti excavatoare, buldozere, încărcătoare frontale etc.



Figura 11 Exemple de sisteme de răcire pentru aplicații din domeniul construcțiilor

Sistemele de răcire din domeniul construcției sunt formate din radiatoare, răcitoare de aer de supraalimentare și răcitoare de ulei, în special răcitoare de ulei hidraulic.

- Utilizarea sistemelor de răcire în domeniul Aplicații industriale

Aici vorbim în mod deosebit despre compresoare, uscătoare, generatoare de curent etc.

Pentru aplicațiile industriale în general este nevoie de răcire a aerului comprimat și a uleiului de la compresoare

Studiile efectuate în cadrul firmei RAAL s-au concretizat cu un patent pentru un tip de uscător de aer comprimat Figura 12.



Figura 12 Patent RAAL pentru uscător aer comprimat

Acest tip de uscătoare de aer comprimat se evidențiază printr-o soluție constructivă foarte compactă și printr-o eficiență ridicată. De asemenea prezintă și o foarte bună rezistență la solicitări mecanice.



Figura 13 exemple de schimbătoare de căldură pentru aplicații industriale

- Utilizarea sistemelor de răcire în Industria auto



Figura 14 Sisteme de răcire pentru autobuze și camioane

Pentru industria auto și a vehiculelor comerciale RAAL produce sisteme de răcire pentru autobuze, autocamioane, motocicletele, etc.



Figura 15 sisteme de răcire pentru automobile și motocicletele

Pentru aplicațiile auto se produc sistem de răcire formate din radiatoare, răcitoare de aer de supraalimentare dar și răcitoare de ulei răcit de motor cu apă sau răcitoare de ulei de transmisie răcit cu apă. Pentru motoarele mai mari s-au dezvoltat și sistem de răcire pentru aerul de supraalimentare care folosesc ca agent de răcire apa.

- Utilizarea sistemelor de răcire în aplicațiile electrice

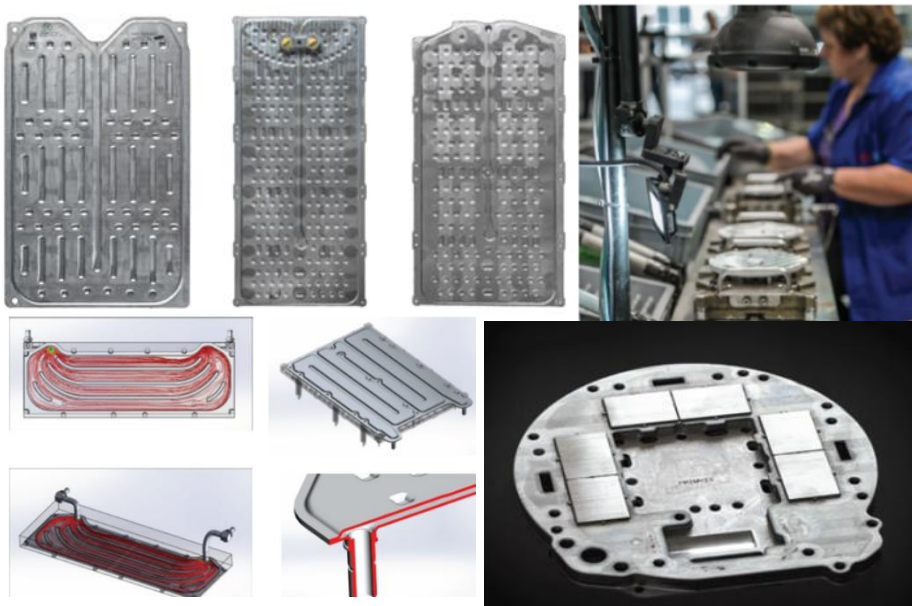


Figura 16 Exemple de sisteme de răcire pentru aplicațiile electrice



Figura 17 Cuptor de brazare dedicat plăcilor de răcire pentru baterii

Pentru a putea face față volumului în creștere de schimbătoare de căldură pentru baterii, o importantă investiție într-un cuptor nu de brazare de 60 m a fost făcută, astfel cercând-se considerabil capacitatea de producție.

- Utilizarea sistemelor de răcire în aplicațiile feroviare

RAAL are de asemenea o vastă experiență în dezvoltarea de sistem de răcire pentru aplicațiile feroviare. În figura 18 sunt câteva exemple de sistem de răcire pentru acest gen de aplicații.

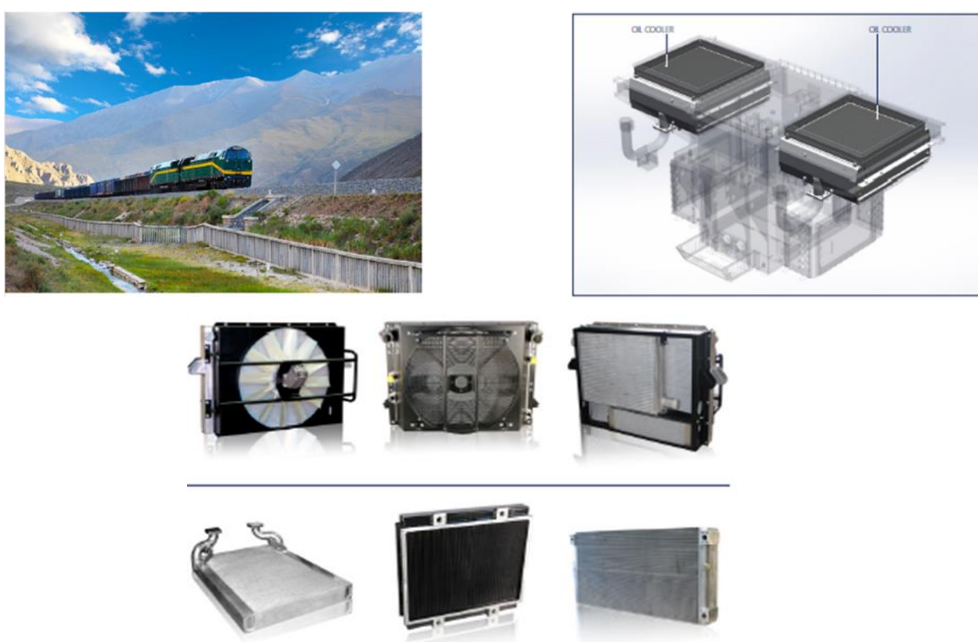


Figura 18 Exemple de sistem de răcire pentru aplicații feroviare

La aplicațiile feroviare de obicei avem sisteme de răcire formate din radiatoare și răcitoare de aer de supraalimentare dar în același timp sunt și schimbătoare de căldură care răcesc uleiul de transformator.

3.5.2. Variante constructive produse în RAAL

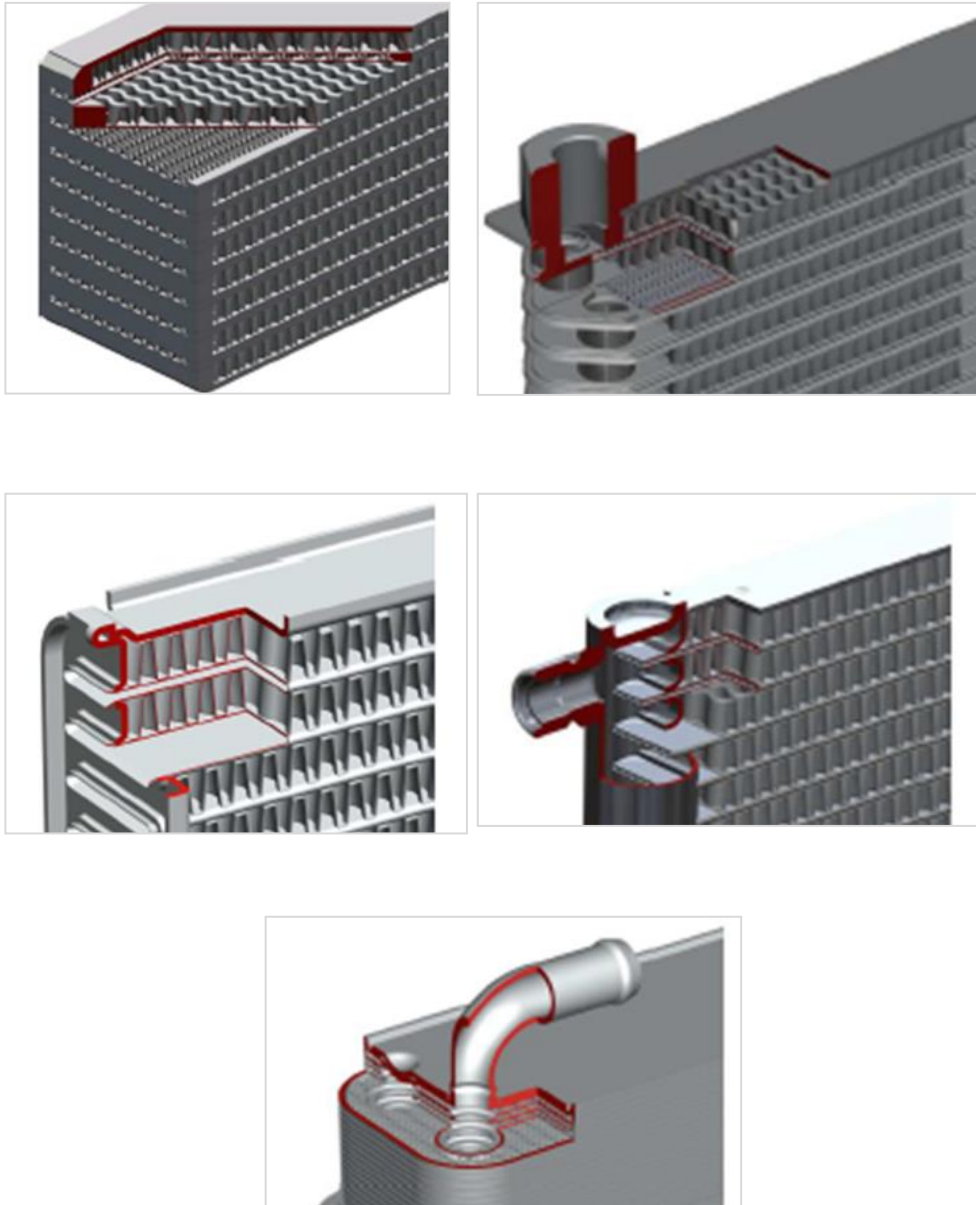


Figura 19 Tipuri constructive în RAAL. a. răcitor în plăci și bare, b. răcitor tip scoică, c. răcitor pe tuburi și aripioare, d. răcitor cu tuburi extrudate și e. răcitor din plăci brazate

Soluțiile constructive produse în RAAL așa cum se pot vedea în figura 19, sunt:

- **Plăci și bare (Plate & Bar)**

Este cea mai răspândită dintre toate soluțiile constructive folosite. Este și cea mai flexibilă variantă nedepinzând de scule speciale. Prezintă o rezistență foarte bună la solicitări mecanice (vibrații, presiune) și solicitări termice (șoc termic). Se pretează la serii mici și mijlocii de producție.

Se folosește la orice tip de aplicație cu recomandare clară spre aplicațiile foarte dure (agricultură, construcții, compresoare industrial, echipamente militare, echipamente pentru căile ferate)

Este utilizată la răcirea tuturor tipurilor de fluide folosite în aplicațiile existente (apă, ulei, aer de supraalimentare, aer comprimat)

- **Tip scoică (shell)**

Este de asemenea o soluție compactă unde datorită construcției este eliminată aproape în totalitate sudura, toată construcția rezultând din procesul de brazare.

Din punct de vedere al rezistenței mecanice și termice este similar cu soluția plăci și bare. Spre deosebire de soluția plăci și bare aici avem nevoie de scule dedicate pentru fiecare dimensiune dorită. Se folosește pentru seriile de volume medii și mari pentru aplicații similare cu soluția plăci și bare.

Se folosește de asemenea la răcirea tuturor fluidelor uzuale (apă, ulei, aer supraalimentare, aer comprimat)

- **Tub și aripioară (tube&fin)**

Este o soluție mai ușoară care se folosește la aplicații unde cerințele mecanice și termice nu sunt foarte restrictive.

În aplicațiile auto se folosesc pentru răcirea fluidelor care lucrează la presiuni mai reduse decât aplicațiile descrise anterior, în general radiatoare de apă sau răcitoare de aer de supraalimentare.

- **Tuburi extrudate (micro-channels)**

Această soluție este folosită în mod special pentru schimbătoarele de căldură care fac parte din sistemele de climatizare (condensatoare și vaporizatoare). Folosesc în general ca fluide diferite tipuri de refrigeranți.

- **Plăci brazate (Brazed Plate Heat Exchangers)**

Soluția plăci brazate se folosește la aplicațiile unde avem ca fluide două lichide (apă – apă, apă – ulei, ulei – ulei), dar și la unele aplicații unde unul din fluide este aer (de exemplu răcitor de aer de supraalimentare răcit cu apă)

3.6. Calculul termic al schimbătoarelor de căldură

Calculul termic al schimbătoarelor de căldură reprezintă determinarea analitică a energiei termice care are loc într-un răcitor între doi agenți termici.

După alegerea tipului de schimbător de căldură în funcție de aplicație, următorul pas în dimensionarea acestuia îl constituie determinarea performanțelor și a dimensiunilor utilizând condițiile specifice de funcționare ale aplicației.

Pentru a putea determina performanțelor schimbătorului de căldură este nevoie de o legătură între mărimile fizice (temperaturile de ieșire, căderile de presiune și fluxul termic) și mărimile geometrice (dimensiunile răcitorului). Prin ecuațiile de bilanț energetic și principiile schimbului termic convectiv se asigură această legătură. Pe baza acestor se evidențiază cele două metode de calcul aplicabile diferitelor tipuri de curgere detaliate în următoarele capitole.

3.6.1. Metoda diferenței logaritmice de temperatură Pentru răcitoarele în contra și echicurent se folosește metoda diferenței logaritmice. Deducerea acesteia se poate găsi în literatura de specialitate [89]. Folosirea acestei metode necesită cunoașterea temperaturilor de intrare precum și a temperaturilor de ieșire ale fluidelor.

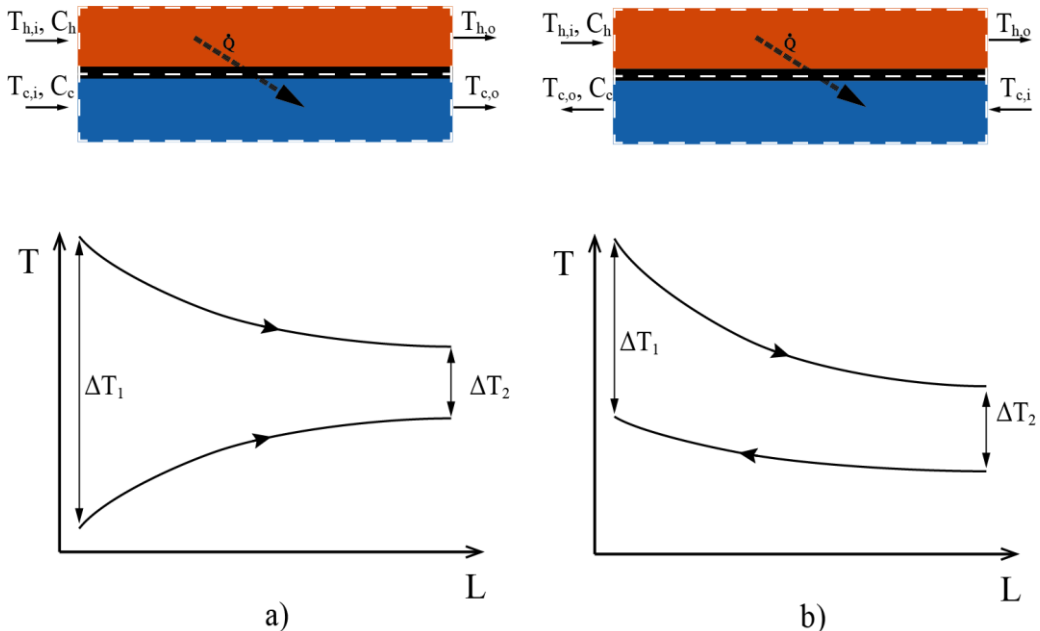


Figura 20 Configurații de curgere:
a) curgere în echicurent; b) curgere în contracurent

În figura de mai sus sunt schițate cele două tipuri de curgere menționate anterior (echicurent și contracurent).

Aici, prin aplicarea bilanțului energetic, din [89] capitolul 11, între cele două fluide vom putea determina următoarea formulă generală a fluxului termic schimbat:

$$\dot{Q} = -\dot{m}_h \cdot c_{ph} \cdot \Delta T_h = \dot{m}_c \cdot c_{pc} \cdot \Delta T_c = K \cdot A \cdot \Delta T_{ln} \quad \# (3.1)$$

unde $\Delta T = T_o - T_i$ reprezintă diferența de temperatură dintre ieșirea și intrarea fluidului în/din răcitor; și ΔT_{ln} temperatura medie logaritmică cu următoarea formulă:

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

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

Metoda de calcul a coeficientului global de transfer termic pentru două fluide despărțite de un perete nervurat sau ne nervurat se găsește de asemenea în [89] capitolul 3. Formula coeficientului global de transfer termic pentru curgerea prin tuburi rectangulare este dată de ecuația:

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

În ceea ce privește randamentul nervurii, el 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 $m = \sqrt{2 \cdot \alpha / \lambda \cdot \delta}$, δ fiind grosimea nervurii, iar l lungimea caracteristică

Cunoscând mărimile: m , T_i , T_o , A , pentru fiecare fluid și folosind ecuațiilor (3.2) și (3.2) se pot calcula performanțele unui răcitor. Dacă în schimb se cunoaște fluxul termic necesar se poate determina aria de schimb termic necesară, astfel putându-se afla dimensiunea răcitorului (A).

Prin definirea parametrilor P și R definiți în ecuația (3.6) metoda diferenței logaritmice de temperatură se poate folosi și pentru alte tipuri de curgere cum ar fi curgerea încrucișată. Această metodă a fost dezvoltată de D.M. Smith [90], astfel, ecuația (3.2) se poate modifica prin introducerea coeficientului F [91] astfel:

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

unde coeficientul F este o funcție de parametrii P și R:

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

3.6.2. Metoda ϵ -NTU, Principalul avantaj al metodei ϵ -NTU este că elimină dezavantajul metodei *diferenței logaritmice de temperatură* prin eliminarea constrângerilor metodei anterioare și anume cunoașterea temperaturilor de ieșire a fluidelor.

Astfel, neavând nevoie de temperaturile de ieșire a fluidelor de definește eficiența, ϵ , ca fiind raportul dintre fluxul termic realizat la fluxul termic teoretic maxim a schimbătorului de căldură

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{id}} = \frac{\dot{Q}}{C_{min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \quad \#(3.7)$$

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

Din ecuația (3.7) se poate defini fluxul termic realizat de schimbător doar în funcție de eficiența schimbătorului și de temperaturile de intrare a fluidelor în schimbător:

$$\dot{Q} = \epsilon \cdot C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad \#(3.8)$$

Kays și London au arătat în [92] că eficiența, ϵ , poate fi scrisă ca fiind o funcție de alți doi termeni adimensionali *numărul de unități termice*, NTU și raportul capacităților termice ale fluidelor C_{min}/C_{max} :

$$\epsilon = f\left(NTU, \frac{C_{min}}{C_{max}}\right) \quad \#(3.9)$$

$$NTU = \frac{K \cdot A}{C_{min}} \quad \#(3.10)$$

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

Funcția (3.9) ca expresie este diferită pentru fiecare configurație de curgere iar pentru cele mai uzuale configurații acestea se pot găsi definite în [89] și [92].

Pentru calculele de dimensionare este mai indicat să se folosească expresia lui NTU în funcție de ϵ definită astfel:

$$NTU = f^{-1}\left(\epsilon, \frac{C_{min}}{C_{max}}\right) \quad \#(3.11)$$

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. Cercetări experimentale privind influența nervurilor discontinue dispuse alternant asupra performanțelor termice pentru schimbătoarele de căldură în construcție cu plăci brazate

Scopul acestor cercetări este de a determina funcții criteriale pentru schimbul termic la trecerea unui lichid prin nervurile sparte dispuse alternant (turbulator offset dispus transversal).

4.1. Descrierea constructivă a schimbătoarelor testate

Pentru cercetările experimentale s-au proiectat și construit în mod special o serie de trei prototipuri în cadrul companiei S:C: RAAL S.A. Bistrița. Schimbătoarele de căldură în plăci brazate, :, sunt compuse din placă de bază, semicasetă inferioară, semicasetă principală, turbulatori, semicasetă superioară și racorzii.

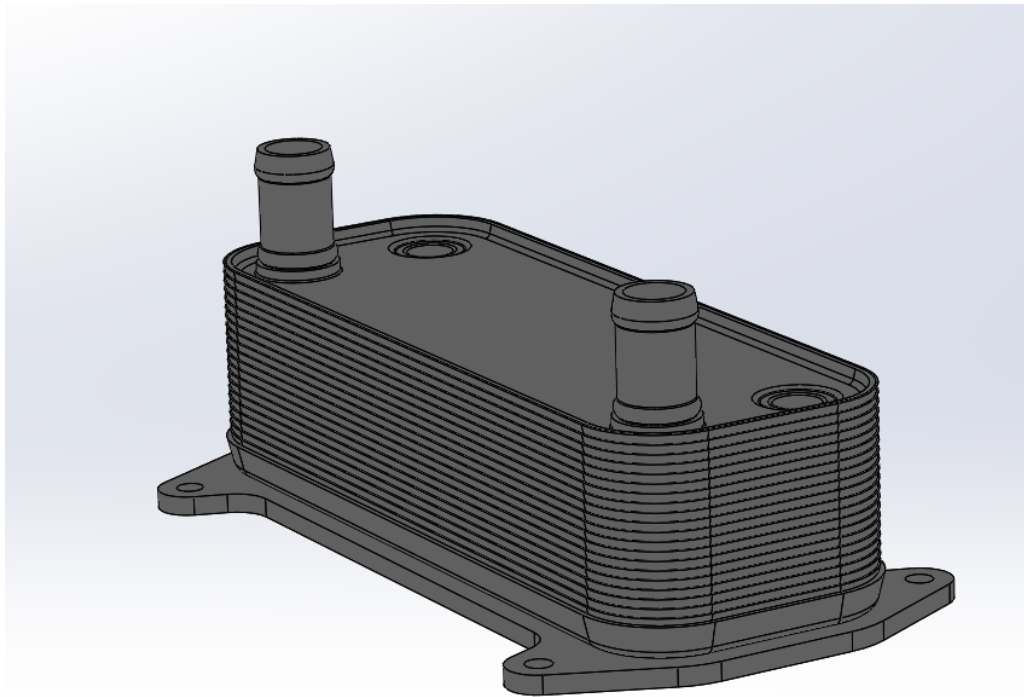


Figura 21 Schimbător de căldură în plăci brazate

În figura 22 de mai jos se poate vedea o imagine explodată a schimbătorului, din care reiese mai clar aranjarea componentelor. Deci, în partea de jos avem placa de bază, care are și rol de fixare al răcitorului pe aplicație.

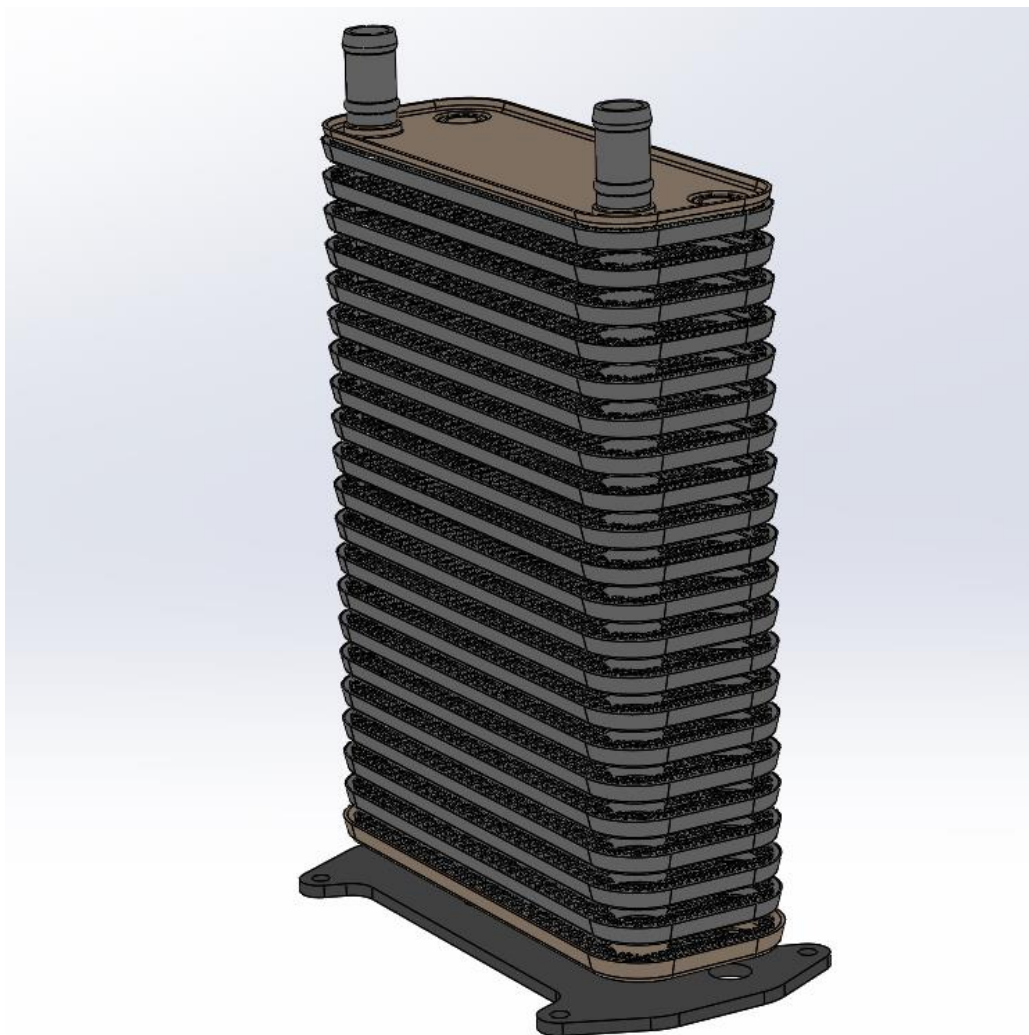


Figura 22 Schimbător de căldură în plăci brazate vedere explodată

În continuare avem o semicasetă inferioară. Semicasetă inferioară are prevăzute niște ambutisări care au rolul de a centra pachetul pe placa de bază. Aceste ambutisări nu asigură de asemenea și montajul corect al componentelor Turbulatorii și semicasetele principale formează pachetul, care în final este completat cu semicasetă superioară. Semicasetă superioară are și rolul de a asigura

o rigidizare suplimentară a construcției. În cazul nostru pentru unul dintre circuite racorzii sunt montați în parte superioară a răcitorului.

Componentele schimbătorului de căldură în plăci brazate

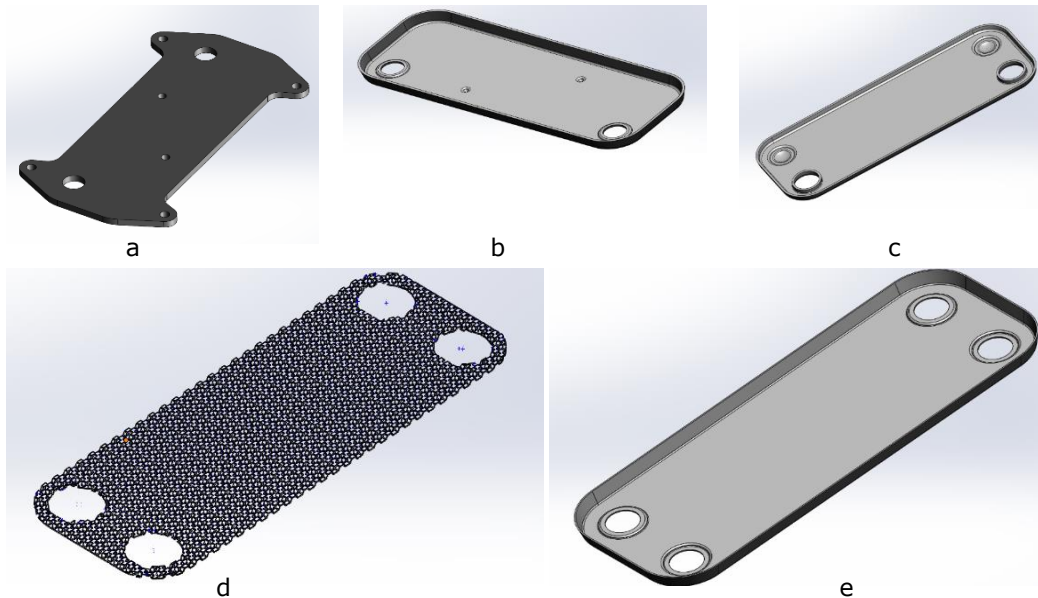


Figura 23 Componentele schimbătorului de căldură în plăci brazate

- Placă de bază (a)– se construiește prin stanțare cu scule proiectate special pentru fiecare geometrie în parte. De obicei se construiește din tablă de aluminiu cu grosimi între 4 mm și 6 mm.
- Semicasetă inferioară (b) – este construită de asemenea cu o sculă special proiectată. Se execută din folie de aluminiu cu grosimea de 1.5 mm.
- Semicasetă principală (e) - este proiectată în așa fel încât să poată fi montată și rotită cu 180 °. Astfel nu este necesară proiectarea a două scule diferite pentru a asigura închiderea fiecărui canal. Dezavantajul acestei soluții este că nu avem o circulație contracurent încrucișat, doar contracurent cu intrările și ieșirile fluidelor dispuse paralel
- Turbulator (d) – nervură discontinuă dispusă alternant
- Semicasetă superioară (c) – are o geometrie similară cu semicasetă inferioară

4.2. Calcularea caracteristicilor geometrice

Pentru calcularea caracteristicilor geometrice se pleacă de la unitatea transferului termic schițată în figura 24 în detaliu ca fiind zona delimitată de linia punctată denumită zonă termică. Pe suprafața superioară și inferioară a zonei termice (ZT), transferul de căldură este zero, datorită simetriei termice. Excepție fac canalele de capăt, dar influența acestora nu este foarte importantă într-un răcitor cu multe canale. Influența acestora asupra schimbului termic în răcitor va fi neglijabilă. Deoarece doar în interiorul acestei suprafețe se produce schimbul de căldură toate mărimile geometrice vor fi exprimate în raport cu această zonă.

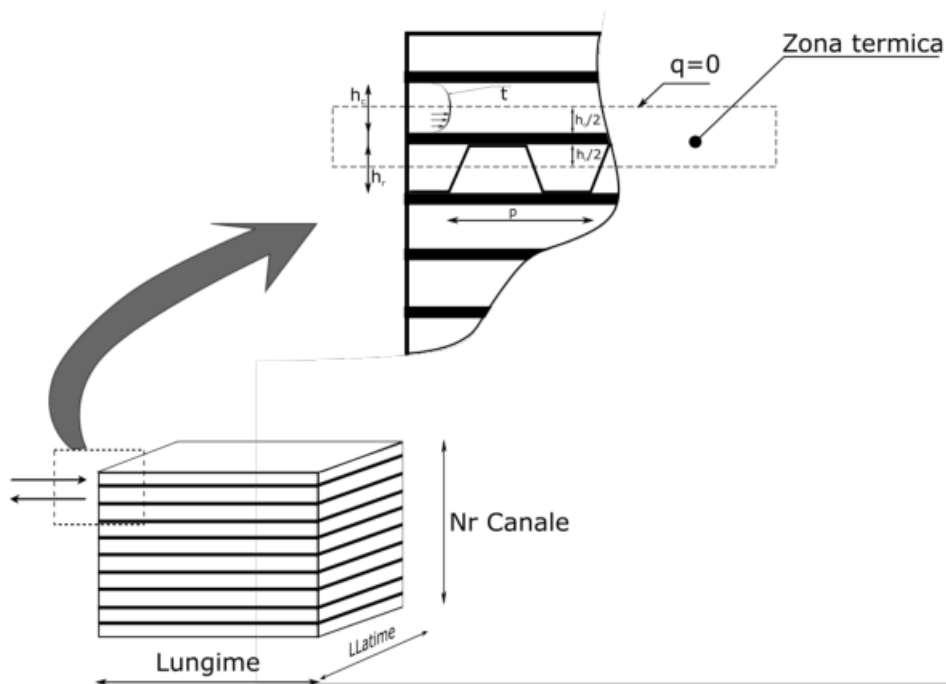


Figura 24 Descrierea unui răcitor contracurent

Se poate observa că numărul de ZT este egal cu numărul de pereți despărțitori, N_{pd} ai unui schimbător de căldură. Deoarece se consideră răcitorul ca fiind izolat pe exterior, pereții despărțitori de pe capete se pot neglija iar numărul de ZT devine:

$$N_{ZT} = N_{pd} - 2 \quad (4.1)$$

Sau dacă avem un răcitor cu canalele de capete pe același fluid, atunci vom avea tot timpul un număr impar de canale iar numărul de zone va fi:

$$N_{ZT} = N_c - 1 \quad (4.2)$$

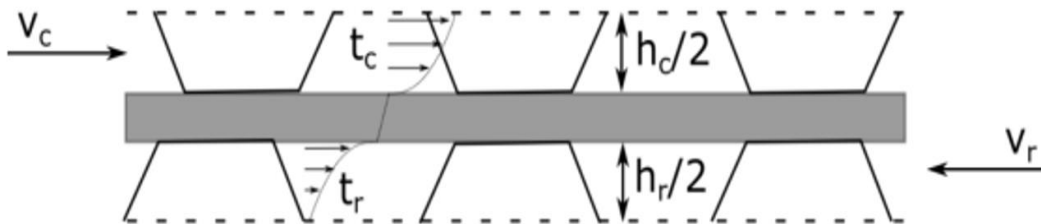


Figura 25 Detaliu geometric pentru Zona Termică

Înălțimea unei ZT, după cum se poate vedea în figura Figura 25 Detaliu geometric pentru Zona Termică, se poate defini ca:

$$h_{ZT} = \frac{h_c}{2} + g_{pd} + \frac{h_r}{2} \quad (4.3)$$

Cu h_{ZT} înălțimea zonei calde și respectiv reci și g_{pd} grosimea peretelui despărțitor.

Ținând cont de ecuația de mai sus toate mărimile geometrice legate de schimbul termic se vor calcula pentru jumătate din canal.

Pentru verificare vom lua de exemplu schimbătorul de căldură testat cu pasul nervurii de 8 mm (Tabelul 1).

Tabelul 1 Structura geometrică a răcitorului

	Cald	Rece	
Lungime de curgere	175		mm
Lățime de curgere	73.3		mm
Numărul de canale	21		
Înălțime de canal	1.8	1.8	mm
Pasul cu lungimea	8.0	8.0	mm
Pasul □ pe direcția de curgere	3.2 (1.6)	3.2 (1.6)	mm
Grosime folie turbulator	0.25	0.25	mm
Dispunere nervură	Întoarsă	Întoarsă	
Numărul de canale	10	11	

4.2.1. Calculul secțiunii de curgere

Pentru calculul ariei de curgere se vor folosi înălțimile întregi sau putem folosi $\frac{1}{2}$ din debit și $\frac{1}{2}$ din înălțimea canalului pentru calcularea vitezei de curgere.



Figura 26 Secțiune \square pe direcția de curgere

În figura 26 este prezentată secțiunea perpendiculară pe direcția de curgere. În această schiță zonele hașurate sunt obturate de turbulator, prin urmare aria de curgere se poate determina după formula:

$$A_c|_{pas} = \frac{pl}{2} \cdot (h - g) \quad (4.4)$$

Ecuția de mai sus reprezintă aria de curgere pe un pas (pl). Pentru a afla aria de curgere pe un canal trebuie să determinăm numărul de pași:

$$A_c|_{canal} = n_{pl} \cdot A_c|_{pas}; n_{pl} = \text{intreg} \cdot \frac{\text{Lățime canal}}{pl}$$

Pentru exemplul nostru aria de curgere pe un canal cald sau rece este:

$$A_c|_{pas} = \frac{3.2}{2} \cdot (1.8 - 0.25) \xrightarrow{n_{pl} = \frac{73.3}{3.2} \sim 23} A_c|_{canal} = 57.04 [mm^2] \text{#####}$$

4.2.2. Calculul suprafeței de schimb termic

Pentru determinarea ariei de schimb termic este nevoie să ne raportăm la zonele termice, ZT unde se produce schimbul de căldură.

Suprafața de schimb termic este formată din suprafața de bază, A_b , definită ca suprafața peretelui despărțitor și suprafața extinsă A_f , definită ca suprafața lamelor spălată de fluid, așa în cazul nostru.

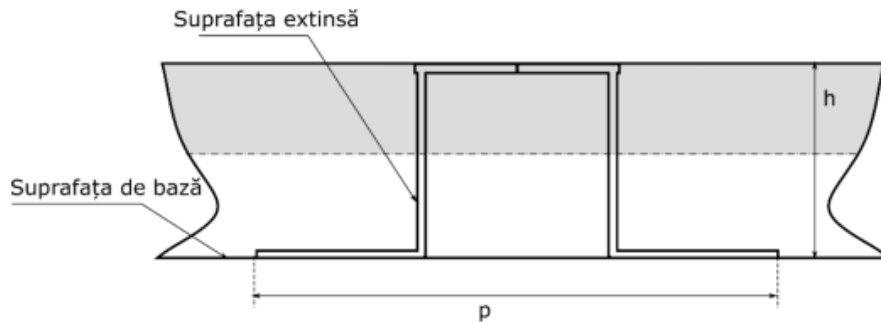


Figura 27 Secțiune || cu direcția de curgere

Pentru determinarea suprafețelor de schimb termic să ne referim la volumul reprezentat de un pas în lungul curgerii, p , și un pas perpendicular pe direcția de curgere, pl . Vom numi acest volum: volum elementar – *vezi*

$$A_f|ve = pl \cdot \left[2 \cdot \left(\frac{h}{2} - g \right) + 2 \cdot \frac{h}{2} \right] [mm^2] \#(4.5)$$

și suprafața de bază:

$$A_b|ve = (p - 2 \cdot g) \cdot pl [mm^2] \#(4.6)$$

Unde $2 \cdot g$ se datorează zonei pe care calcă grosimea foliei pe peretele despărțitor, aceasta nefiind în contact cu fluidul, deci nu participă la schimbul termic convectiv.

Aria totală de schimb termic se poate scrie acum:

$$A_t|ve = A_f|ve + A_b|ve \#$$

$$A_t|ZT = n_p \cdot n_{pl} \cdot A_t|ve ; n_p = \text{intreg} \cdot \frac{\text{Lungime curgere}}{p} \#(4.7)$$

Pentru exemplul nostru avem:

$$\begin{aligned} A_t|ve &= 3.2 \cdot \left[2 \cdot \left(\frac{1.8}{2} - 0.25 \right) + 2 \cdot \frac{1.8}{2} \right] + (8 - 2 \cdot 0.25) \cdot 3.2 \\ &= 9.92 + 24 \xrightarrow{n_p = \frac{175}{8} \approx 23} A_t|ZT = 17163.52 [mm^2] \# \end{aligned}$$

4.2.3. Calculul diametrului hidraulic

În vederea determinării relațiilor criteriale pentru schimbul termic și a căderii de presiune, este nevoie de definirea lungimii caracteristice, a diametrului

hidraulic, pentru acest tip de geometrii. Acesta este definit conform Kays și London ca fiind:

$$D_h = \frac{4 \cdot A_{c\text{live}}}{A_{t\text{live}}/L_{\text{live}}} \#(4.8)$$

În cazul nostru diametrul hidraulic se calculează pentru volumul elementar, acesta având aceeași valoare pentru întregul răcitor.

$$D_h = \frac{4 \cdot 2.45}{\frac{9.92 + 24}{8}} = 2.339 \text{ [mm]} \#$$

Cu aceste date, mărimile geometrice ale răcitorului din Tabelul 1 se pot găsi calculate în tabelul de mai jos:

Tabelul 2 Calculul mărimilor geometrice ale răcitorului

	Partea rece	Partea caldă	
Numărul de canale	11	10	
Numărul de ZT	20		
Aria de curgere	570.4	627.44	mm ²
Aria de schimb termic	343270.4	343270.4	mm ²
Diametrul hidraulic	2.339	2.339	mm

4.3. Determinarea performanțelor termice ale schimbătoarelor de căldură în construcție cu plăci brazate

Având în vedere că în producția curentă a firmei RAAL se folosesc pașii de turbulator de 8 mm, 6,8 mm și 5 mm, prototipurile pentru teste au fost construite folosind cele trei dimensiuni. Testele au fost realizate pe un stand de teste la S.C. RAAL S.A. Bistrița, special conceput pentru testarea schimbătoarelor de căldură apă – apă. Au fost testate trei schimbătoare de căldură cu structură identică pe partea de fluid rece și de fluid cald având pașii de turbulator $p = 8$ mm (Tabelul 3) figura 28, 6.8 mm (Tabelul 4) figura 29 și 5 mm (Tabelul 5) figura 30.

53 Cercetări experimentale privind influența nervurilor discontinue dispuse alternant asupra performanțelor termice pentru schimbătoarele de căldură în construcție cu plăci brazate 4

Tabelul 3 Structura geometrică a răcitorului 1 (pas 8 mm)

	Cald	Rece	
Lungime de curgere	175		mm
Lățime de curgere	73.3		mm
Numărul de canale	21		
Înălțime de canal	1.8	1.8	mm
Pasul cu lungimea	8.0	8.0	mm
Pasul □ pe direcția de curgere	3.2 (1.6)	3.2 (1.6)	mm
Grosime folie turbulator	0.25	0.25	mm
Dispunere nervură	Întoarsă	Întoarsă	
Numărul de canale	10	11	

55 Cercetări experimentale privind influența nervurilor discontinue dispuse alternant asupra performanțelor termice pentru schimbătoarele de căldură în construcție cu plăci brazate 4

Tabelul 4 Structura geometrică a răcitorului 2 (pas 6.8 mm)

	Cald	Rece	
Lungime de curgere	175		mm
Lățime de curgere	73.3		mm
Numărul de canale	21		
Înălțime de canal	1.8	1.8	mm
Pasul cu lungimea	6.8	6.8	mm
Pasul ⊥ pe direcția de curgere	3.2 (1.6)	3.2 (1.6)	mm
Grosime folie turbulator	0.25	0.25	mm
Dispunere nervură	Întoarsă	Întoarsă	
Numărul de canale	10	11	

Tabelul 5 Structura geometrică a răcitorului 3 (pas 5 mm)

	Cald	Rece	
Lungime de curgere	175		mm
Lățime de curgere	73.3		mm
Numărul de canale	21		
Înălțime de canal	1.8	1.8	mm
Pasul cu lungimea	8.0	8.0	mm
Pasul ⊥ pe direcția de curgere	3.2 (1.6)	3.2 (1.6)	mm
Grosime folie turbulator	0.25	0.25	mm
Dispunere nervură	Întoarsă	Întoarsă	
Numărul de canale	10	11	

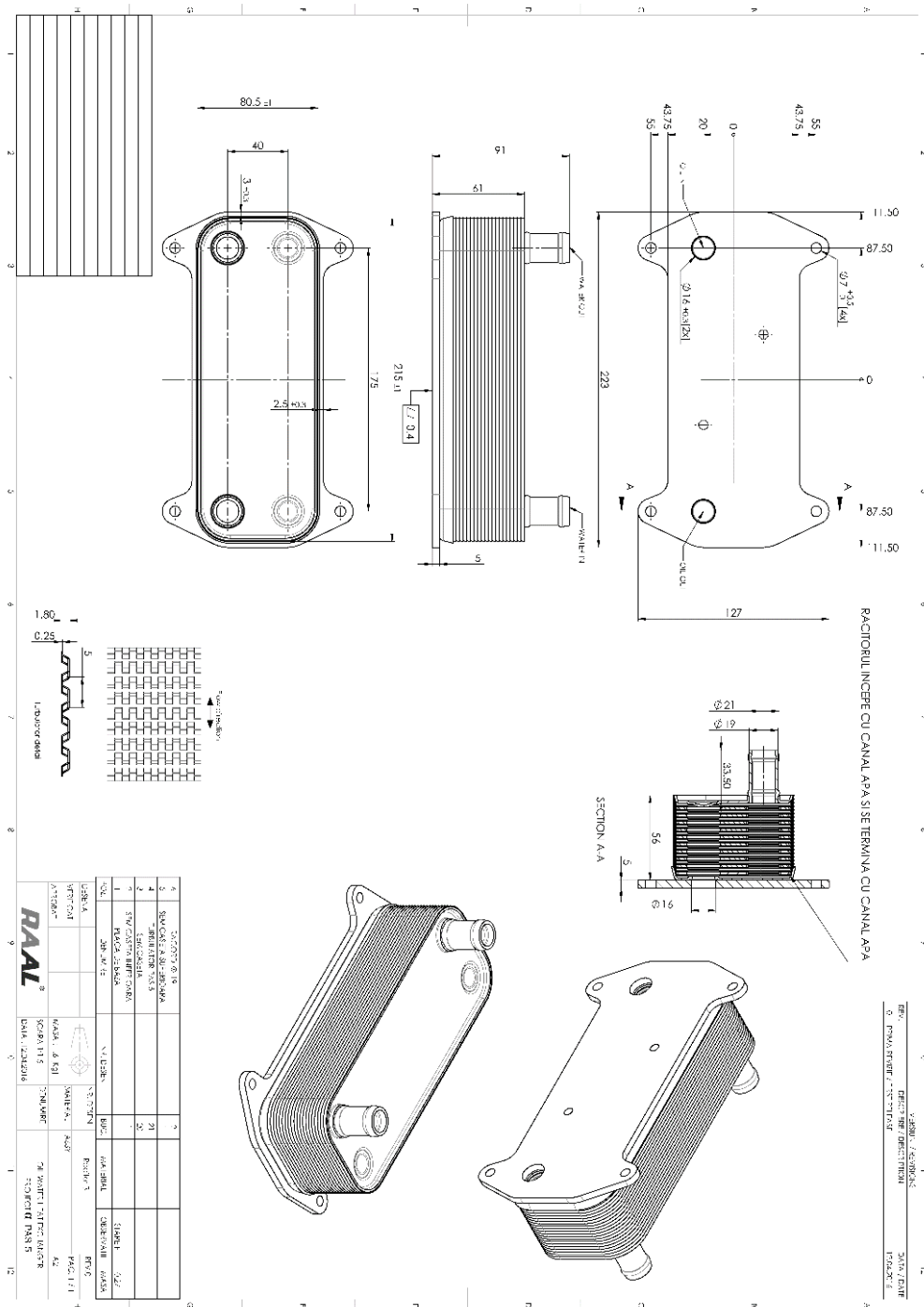


Figura 30 Desen de execuție răcitor 3

4.3.1. Realizarea măsurătorilor experimentale

Pentru realizarea măsurătorilor a fost utilizată o instalație de testare realizată în cadrul laboratorului de teste al firmei RAAL, schițată în figura 31. Sistemul de testare include două circuite închise de apă: unul pentru fluidul cald și unul pentru fluidul rece, un sistem de achiziție de date (lipsește din schiță) și un schimbător de căldură. Circuitele de apă sunt configurate în așa fel încât să asigure o circulație contracurent prin interiorul răcitorului testat.

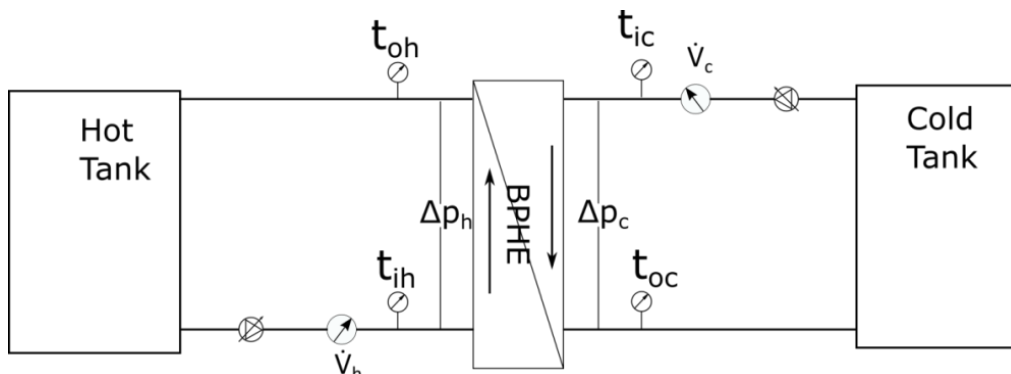


Figura 31 Schema de funcționare stand de testare

Fiecare circuit de apă este prevăzut cu propriul rezervor de apă de 1000 l și cu propria pompă cu viteză variabilă. Pompa cu viteză variabilă ajută la setarea volumului V de apă vehiculat. Debitul de apă este măsurat cu ajutorul unui debitmetru electromagnetic cu o precizie de $\pm 0.2\%$. Temperatura este măsurată cu două termorezistențe PT 1000 cu incertitudine de ± 0.1 °C. Căderea de presiune este măsurată cu un senzor de presiune diferențială cu o precizie de $\pm 0.4\%$.



Figura 32 Stand de testare în timpul măsurărilor

Rezervorul de fluid cald a fost încălzit și menținut la $86,3\text{ }^{\circ}\text{C}$ cu o variație de $\pm 2,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ pe când rezervorul de fluid rece a fost menținut la $16,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ cu o variație de $\pm 4,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Prin intermediul modului de comandă și de achiziție al dispozitivului de testare, pe lângă achiziția de date experimentale, se realizează și setarea și controlul debitelor de fluid.



Figura 33 Stand de testare

Toate schimbătoarelor au fost supuse unor condiții similare de test din punct de vedere al temperaturii și al debitelor de fluid, Tabelul 6.

Tabelul 6 Datele de intrare folosite pentru măsurători

Temperatură fluid cald	86.3 ± 2.5	°C
Temperatură fluid rece	16.8 ± 4.5	°C
Debitul de fluid cald	10, 15, 20, 25, 30, 35, 40	l/min
Debitul de fluid rece	10, 15, 20, 25, 30, 35, 40	l/min

Pentru a putea analiza datele de măsură luând în considerare și erorile introduse de procesul tranzitoriu al standului de măsură, fiecare punct măsurat a fost repetat de 10 – 50 de ori într-un interval de timp de aproximativ 2 minute. Fiecare repetare a punctului de măsură s-a înregistrat la un interval de timp aproximativ constant. Tabelele cu mărimile măsurate se găsesc în anexa B.

4.3.2. Prelucrarea și interpretarea rezultatelor experimentale efectuate prin teste

Rezultatele măsurătorilor au fost prelucrate folosind metoda ϵ -NTU:

$$\bar{Q} = \frac{Q_c + Q_r}{2} \quad \#(4.9)$$

$$\epsilon = \frac{\bar{Q}}{C_m(t_i - t_e)}; C_{min} = \min(\dot{m}_c \cdot c_{pc}, \dot{m}_r \cdot c_{pr}) \quad \#(4.10)$$

$$NTU = \begin{cases} \frac{1}{\mu - 1} \ln\left(\frac{\epsilon - 1}{\epsilon \cdot \mu - 1}\right); & \mu < 1 \\ \frac{\epsilon}{\epsilon - 1}; & \mu = 1 \end{cases} \quad \#(4.11)$$

$$kA = NTU \cdot C_{min} \quad \#(4.12)$$

Deoarece avem aceeași structură pe ambele părți coeficientul global de schimb termic se poate scrie:

$$\frac{1}{kA} = \frac{1}{\alpha_1 A_1} + \frac{\delta}{\lambda_{Al} A_p} + \frac{1}{\alpha_2 A_2} \quad \#(4.13)$$

$$\alpha_1 = f(Re_1, Pr_1) \quad \#(4.14)$$

$$\alpha_2 = f(Re_2, Pr_2) \quad \#(4.15)$$

Unde se definește α_1 ca ;i funcție de Re_1 și Pr_1 iar α_2 ca ;i funcție de Re_2 și Pr_2 .

Unde α (Re,Pr) este funcția criterială a cărei forma analitică dorim să o aflăm.

Coeficientul de frecare se bazează pe formula lui Kays și London:

$$f = \frac{\rho_m}{\rho_i} \cdot \frac{A_c}{A_t} \cdot \left(2 \cdot \frac{\Delta p \cdot \rho_i}{\dot{m}^2} - (1 - \sigma^2) \cdot \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) \right) \quad \#(4.16)$$

Din literatură , teorema Π , se cunoaște prototipul relațiilor criteriale de schimb termic și de frecare ca având forma generalizată:

$$Nu = a \cdot Re^b Pr^c \Pi F_i^{d_i}; Nu = \frac{\alpha \cdot D_h}{\lambda} \#(4.17)$$

$$J = \frac{Nu}{Re \cdot Pr^{\frac{1}{3}}} = \alpha \cdot Re^b \cdot \Pi F_i^{d_i} \#(4.18)$$

$$f = a \cdot Re^b \cdot \Pi F_i^{d_i} \#(4.19)$$

Cu a, b, c, d_i coeficienții necunoscuți ; Re, Pr, F_i fiind numărul Reynolds, Prandl și alți factori adimensionali ce pot juca un rol în variația funcției criteriale.

Problema pe care vrem să o rezolvăm prin aceste teste este de a găsi o parte din coeficienții a, b, c, d_i . Pentru a putea determina toți factorii avem nevoie de mult mai multe teste.

Testele fiind realizate pe același tip de fluid nu avem destule date - Pr diferiți - pentru a putea determina parametrul c , dar putem, să îi atribuim o valoare de $1/3$, fiind o valoare destul de des întâlnită în literatură și este conformă cu analiza Chilton - Colburn, ecuația (4.18) unde numărul Colburn nu depinde de Pr .

Numeric, parametrii funcției (4.17) se pot afla folosind tehnica de regresie celor mai mici pătrate cum ar fi Levenberg-Marquardt, dar această metodă nu ia în considerare și erorile de măsură ale argumentului funcției de determinat, de exemplu Re, Pr , etc. Pentru a introduce și erorile argumentului în regresie am folosit metoda ODR (Orthogonal Distance Regression) [93], [94], [95] care ia în considerare și erorile argumentului putându-se astfel realiza o aproximare mai bună a datelor de măsură.

5. Determinarea relațiilor criteriale pentru nervurile discontinue dispuse alternant (turbulator)

Datele obținute s-au prelucrat cu ajutorul teoriei erorilor [96], [97] și a ecuațiilor (4.9-4.16), care au fost implementate într-un script Python ce se află în anexa acestei lucrări.

În toate graficele ce urmează, punctele experimentale sunt reprezentate cu tot cu incertitudinile de măsură. Linile verticale reprezintă incertitudinea mărimii calculate (Nu, f), iar liniile orizontale reprezintă incertitudinea măsurării vitezei debitului, prin urmare a valorii adimensionale Re .

Analiza datelor experimentale pentru **răcitorul 1**, cu pasul turbulatorului de 8 mm, este prezentată în figura 34 de mai jos, unde graficul 3D reprezintă variația coeficientului global de schimb termic kA în funcție de numărul Reynolds pe fluidul cald și rece.

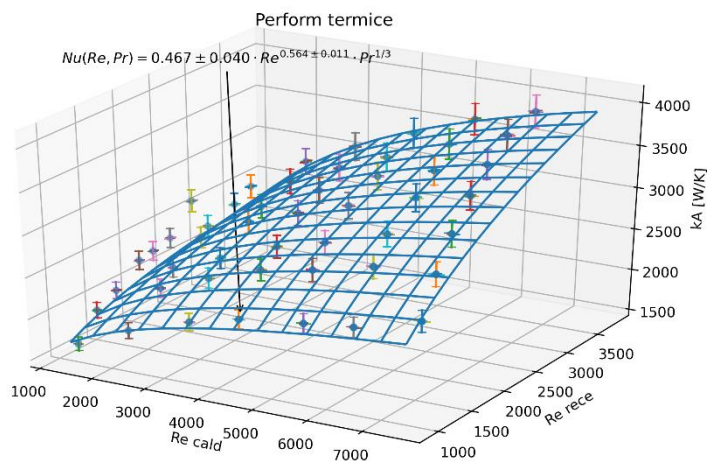


Figura 34 Variația kA în funcție de Re_{cald} și Re_{rece} pentru turbulatorul cu pas 8mm

În figura 35 graficul 2D reprezintă coeficientul general de frecare (pentru ambele fluide). Graficele sunt realizate adăugând și eroarea punctelor de măsură cu un nivel de încredere de 3σ .

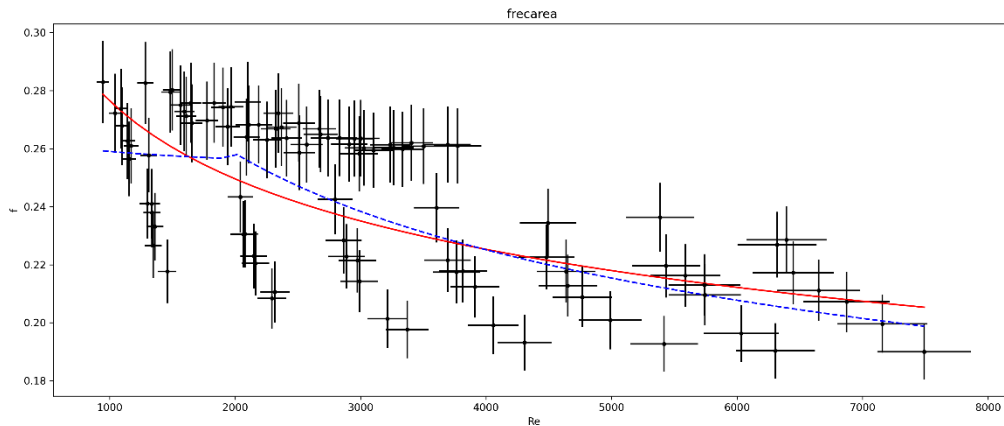


Figura 35 Funcția generală a coeficientului de frecare f pentru turbulatorul cu pas de 8 mm

Funcțiile analitice găsite pentru turbulatorul cu pas de 8 mm sunt:

$$Nu = (0.467 \pm 0.040) \cdot Re^{0.564 \pm 0.011} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \#(5.1)$$

$$f = (0.767 \pm 0.102) \cdot Re^{-0.147 \pm 0.017} \#(5.2)$$

Ecuția funcției generale a coeficientului de frecare este determinată pe baza tuturor punctelor experimentale disponibile (fluid cald și fluid rece). Având în vedere faptul că avem aceeași structură geometrică atât pe circuitul de fluid cald cât și pe circuitul de fluid rece (pl, h, g), relația (5.2) poate fi folosită pentru ambele fluide.

Acest lucru este exemplificat în următoarele două figuri (36 și 37) unde funcția (5.2) este suprapusă peste valorile determinate după măsurătorile experimentale pe fiecare fluid în parte.

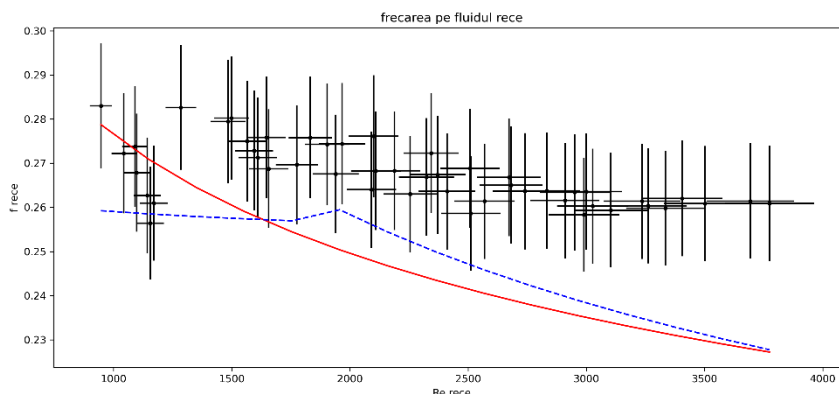


Figura 36 Verificarea funcției generale a coeficientului de frecare f pentru turbulatorul cu pas de 8 mm pentru fluidul rece

În figura 36 se poate observa că funcția generală determinată (5.2), pentru turbulatorul cu pas de 8 mm, are o deviație față de valorile experimentale. Influența acestei diferențe asupra căderilor de presiune este minimă, așadar aceasta este acceptabilă pentru folosirea ulterioară în calculul de dimensionare a schimbătoarelor de căldură.

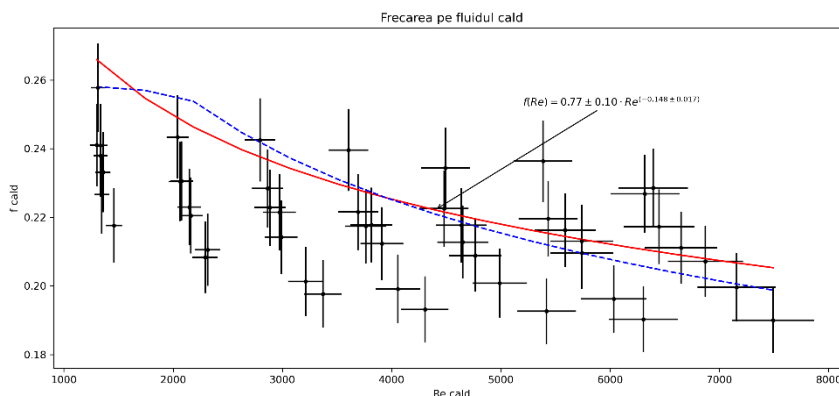


Figura 37 Verificarea funcției generale a coeficientului de frecare f pentru turbulatorul cu pas de 8 mm pentru fluidul cald

Spre deosebire de figura 36, în figura 37 putem observa că funcția generală determinată pentru turbulatorul cu pas de 8 mm aproximează mult mai bine punctele experimentale, mai ales în zona de Re_e în regim turbulent ($Re_e > 2300$) și cu o mică deviație în zona de Re_e ($Re_e < 2300$) în regim laminar.

După analiza figurilor 36 și 37 putem concluziona că funcția determinată poate fi folosită cu deviații acceptabile pentru ambele fluide (cald și rece).

Următorul răcitor analizat este **răcitorul 2**, cu pas de turbulator de 6.8 mm. În figura 38 este prezentată variația coeficientului global de schimb termic kA în funcție de numărul Reynolds pe fluidul cald și rece.

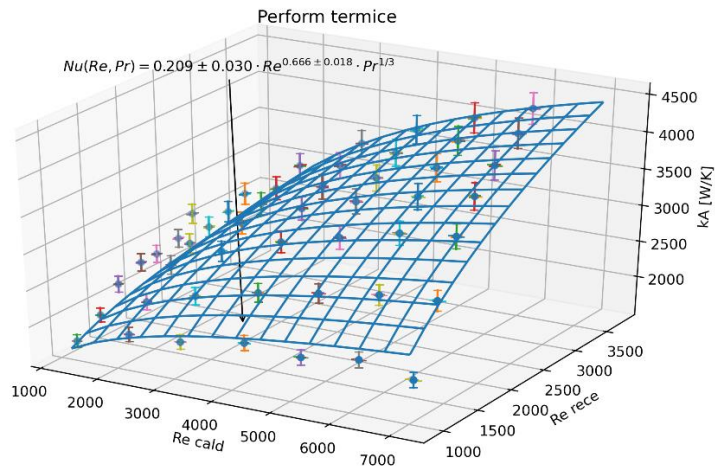


Figura 38 Variația kA în funcție de Re_{cald} și Re_{rece} pentru turbulatorul cu pas 6.8mm

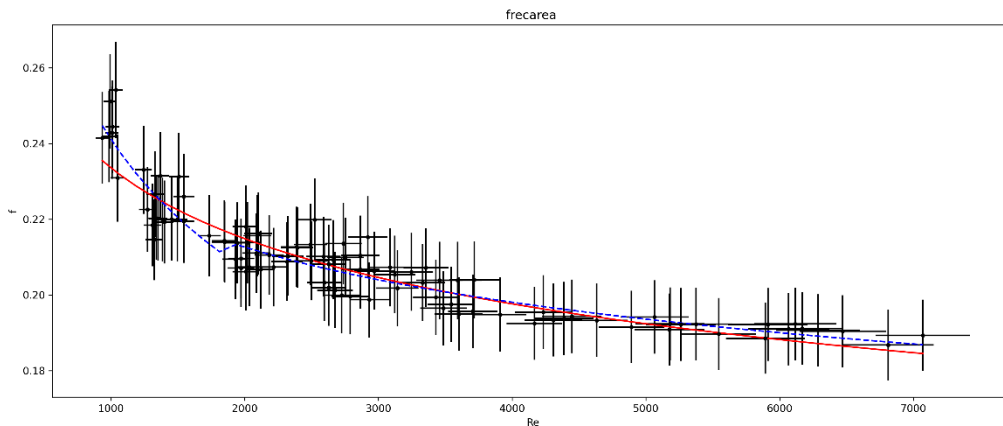


Figura 39 Funcția generală a coeficientului de frecaere f pentru turbulatorul cu pas de 6.8mm

În figura 39 este reprezentată funcția generală a coeficientului de frecare pentru turbulatorul cu pas de 6.8 mm.

Funcțiile analitice pentru schimbul termic și coeficientul de frecare general (pentru ambele fluide) ale turbulatorului cu pas de 6.8 mm sunt:

$$Nu = (0.208 \pm 0.030) \cdot Re^{0.666 \pm 0.018} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \#(5.3)$$

$$f = (0.537 \pm 0.020) \cdot Re^{-0.120 \pm 0.004} \#(5.4)$$

Se verifică și pentru turbulatorul cu pas de 6.8 mm funcția coeficientului de frecare pentru fluidul cald și fluidul rece.

În figura 40 se poate vedea suprapunerea funcției generale a coeficientului de frecare pe punctele experimentale obținute pe partea de fluid cald. După cum se vede suprapunerea este foarte bună.

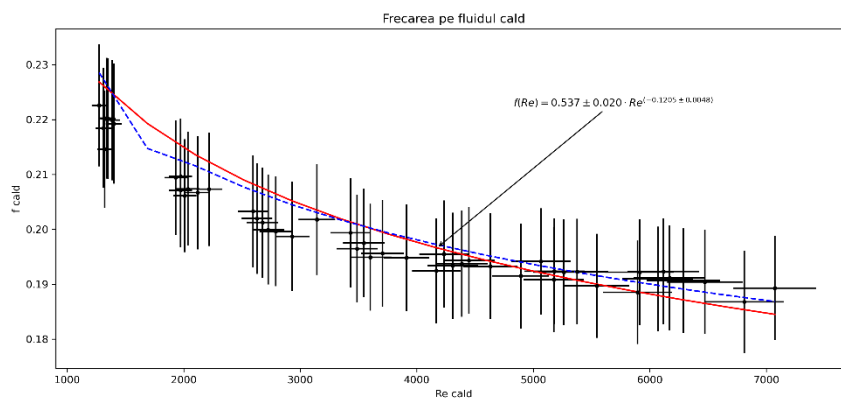


Figura 40 Verificarea funcției generale a coeficientului de frecare f pentru turbulatorul cu pas de 6.8 mm pentru fluidul cald

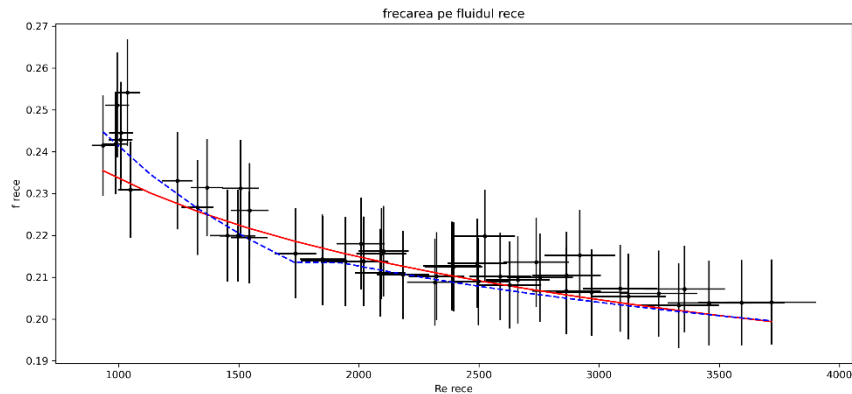


Figura 41 Verificarea funcției generale a coeficientului de frecare f pentru turbulatorul cu pas de 6.8 mm pentru fluidul rece

După cum se poate observa în figura 41, și la verificarea funcției coeficientul de frecare pentru fluidul rece, funcția aproximează foarte bine punctele experimentale.

Deci și funcțiile determinate pentru turbulatorul cu pas de 6.8 mm se pot folosi mai departe în calculul de dimensionare al schimbătoarelor de căldură.

În final rezultatele ultimului răcitor măsurat , **răcitorul 3**, având un pas al turbulatorului de 5 mm sunt prezentate în figura 38.

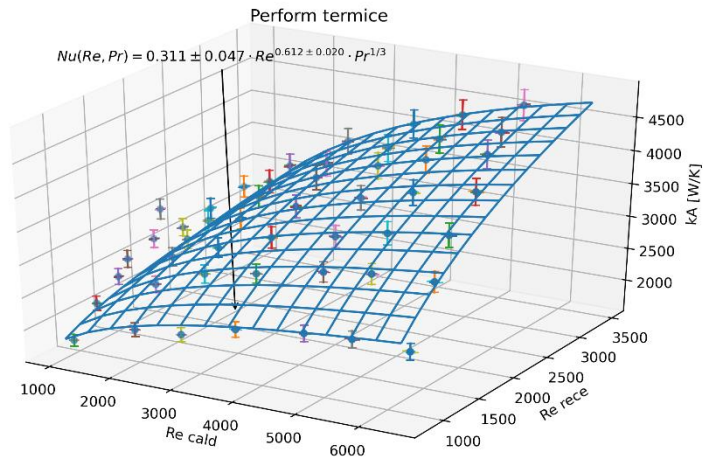


Figura 42 Variația kA în funcție de Re_{cald} și Re_{rece} pentru turbulatorul cu pas 5 mm

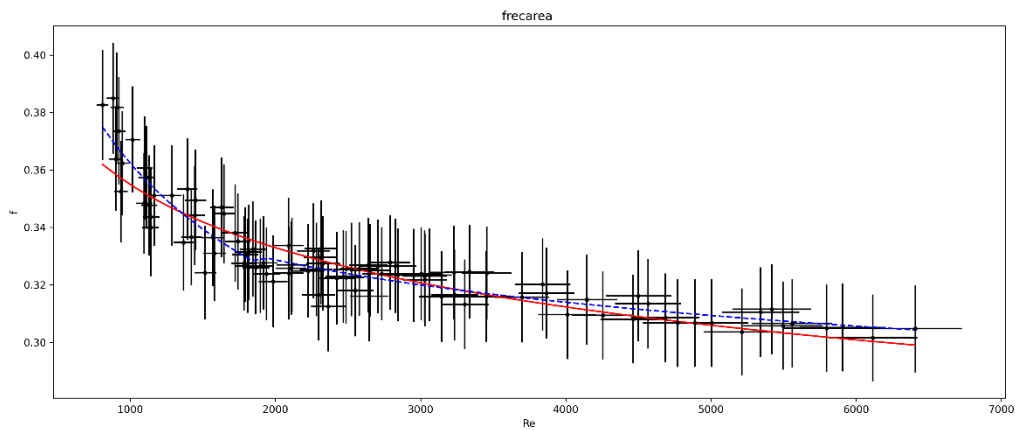


Figura 43 Funcția generală a coeficientului de frecare f pentru turbulatorul cu pas de 5 mm

Ecuțiile analitice ale relațiilor criteriale pentru turbulatorul cu pas de 5 mm prezentate în figurile 42 și 43 sunt date în ecuațiile

$$Nu = (0.311 \pm 0.047) \cdot Re^{0.612 \pm 0.020} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \#(5,5)$$

$$f = (0.671 \pm 0.021) \cdot Re^{-0.092 \pm 0.0041} \#(5,6)$$

Așa cum se poate vedea în figurile 44 și 45 și funcțiile determinate pentru turbulatorul cu pas de 5 mm se aranjează foarte bine peste punctele experimentale obținute atât pentru fluidul cât și pentru cel rece.

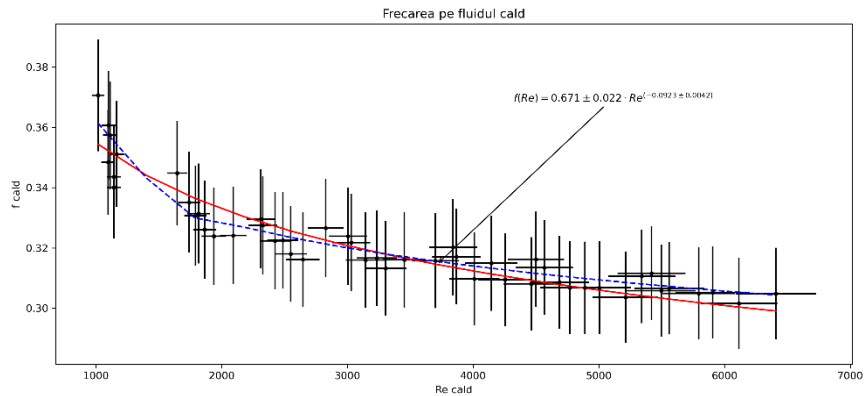


Figura 44 Verificarea funcției generale a coeficientului de frecare f pentru turbulatorul cu pas de 5 mm pentru fluidul cald

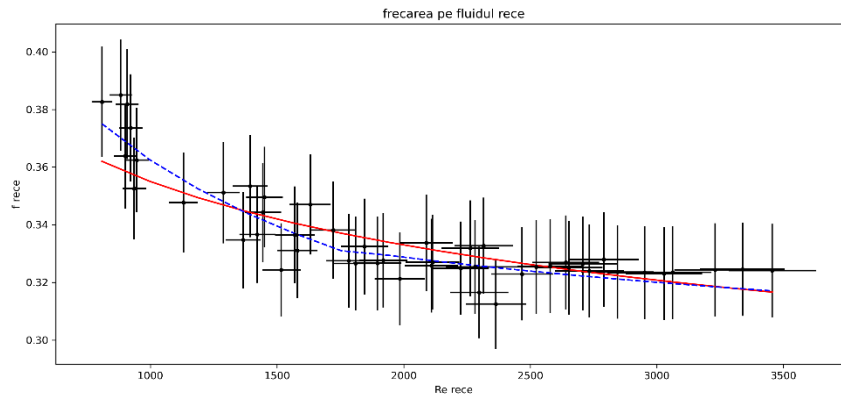


Figura 45 Verificarea funcției generale a coeficientului de frecare f pentru turbulatorul cu pas de 5 mm pentru fluidul rece

Toate funcțiile criteriale obținute până în acest moment sunt independente de mărimile fizice (temperatură, vâscozitate, căldură specifică) ce definesc fluidul de lucru, dar pot fi folosite doar pentru structura geometrică pentru care au fost determinate. În speță relațiile (5.1) și (5.2) funcționează corect doar pentru turbulatorul cu pas de 8 mm, relațiile (5.3) și (5.4) funcționează corect doar pentru turbulatorul cu pas de 6.8 mm iar relațiile (5.5) și (5.6) funcționează doar pentru turbulatorul cu pas de 5 mm.

Scopul acestei cercetări fiind determinarea unor relații criteriale pentru nervurile discontinue dispuse alternant (turbulatori), în general, s-a determinat un set de funcții criteriale care să poată fi folosite pentru toate variantele de geometrii ale turbulatorilor studiați.

Pentru realizarea acestui scop, s-a introdus un parametru adimensional care să definească structura geometrică a turbulatorului în funcție de pasul acestuia. Acest parametru F_p este definit în ecuația (5.7):

$$F_p = \frac{p}{D_h} \#(5,7)$$

unde p și D_h sunt pasul și respectiv diametrul hidraulic.

Dacă realizăm o aproximare a funcțiilor (4.17) și (4.19) introducând și un factorul F_p definit atunci vom obține următoarele funcții dacă luăm în considerare cele trei schimbătoare:

$$Nu = (3.77 \pm 0.68) \cdot 10^{-5} \cdot F_p^{1.65 \pm 0.062} \cdot Re^{0.51 \pm 0.022} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \#(5,8)$$

$$f = (1.04 \pm 2.1) \cdot 10^{-3} \cdot F_p^{6.37 \pm 1.93} \cdot Re^{-0.14 \pm 0.12} \#(5,9)$$

Relațiile de mai sus au fost determinate folosind o regresie cu toate punctele experimentale de la cele trei schimbătoare de căldură (peste 6000 de puncte măsurate) . Acest proces a fost automatizat folosind programul Python a cărui listing se găsește în anexe

6. Concluzii și contribuții personale

6.1. Concluzii

În lucrarea de față s-au făcut cercetări experimentale și teoretice privind performanțele hidraulice și termice pentru schimbătoarele de căldură în construcție cu plăci brazate în vederea obținerii unor ecuații criteriale care ajută la dimensionarea schimbătoarelor de căldură în construcție cu plăci brazate la SC RAAL SA Bistrița.

S-a prezentat și stadiul actual în studiul schimbătoarelor de căldură de acest gen, cu accent pe partea de nervură discontinuă alternantă (turbulator). Din această analiza a rezultat că deși există o formă analitică general acceptată a expresiilor pentru determinarea numărului Nusselt și a coeficientului de frecare, coeficienții acestor expresii trebuie determinați experimental deoarece diferențele dintre expresiile existente pot fi foarte mari și în producție pot genera erori care duc la costuri ridicate.

Domeniul suprafețelor de schimb termic este unul foarte dinamic și din acest motiv cercetarea are un rol deosebit de important pentru industria producătoare de sisteme de căldură.

Pentru compania S.C. RAAL S.A. Bistrița cunoașterea variației numărului Colburn și a coeficientul de frecare în raport cu parametrii geometrici ai nervurii discontinue dispusă alternant este de o foarte mare importanță. Pentru realizarea acestui scop au fost proiectate și executate trei prototipuri, care ulterior au fost supuse unui număr foarte mare de măsurători experimentale (peste 6000 de puncte).

Interpretarea rezultatelor măsurătorilor experimentale a fost realizată folosind codul scris de către autor utilizând mediul de programare al limbajului Python. Listingul celor mai importante funcții se găsește în anexa C. Cu ajutorul codului scris s-a automatizat prelucrarea datelor experimentale. Astfel, folosind metodologia descrisă în capitolele teoretice, datele experimentale brute au fost convertite într-o formă adimensională. În plus codul realizează regresia mărimilor adimensionale și găsește coeficienții relațiilor criteriale.

- Relațiile criteriale generalizate (5.8) și (5.9) determinate se pot folosi pentru calculul performanțelor termice ale nervurilor discontinue dispuse alternant numai pentru tipul și geometria răcitoarelor pentru care au fost determinate

- Măsurătorile au fost efectuate pe un singur tip de fluid (apă), dar aceasta nu este un impediment întrucât relațiile criteriale determinate sunt independente de tipul fluidului folosit, rezultatele obținute pot fi folosite și pentru schimbătoare de căldură ulei – apă și ulei – ulei
- Incertitudinea punctelor cu care s-au realizat regresiiile a fost de 3σ ceea ce înseamnă că există o probabilitate de 5% ca valoarea adevărată a unei măsurători să fie înafara intervalului $\bar{X} - \epsilon, \bar{X} + \epsilon$ unde valoarea este dată de $\bar{X} \pm \epsilon$
- Incertitudinea coeficienților regresiiilor este de 1σ ; pentru a avea o confidență mai mare se pot converti aceste intervale de incertitudine a o confidență de 3σ prin înmulțirea erorilor cu factorul 3.

Pentru îmbunătățirea rezultatelor autorul își propune:

- realizarea unor modificări la programul de achiziție al datelor pentru a se putea înregistra automat la un interval de timp constant, fără intervenția operatorului odată ce procesul de achiziție pentru un anumit punct de măsură este început.
- realizarea de schimbătoare de căldură cu mai multe canale. Calculul geometric a pornit de la ipoteza conform căreia schimbul termic pe canalele de capăt realizat cu mediul înconjurător este neglijabil
- realizarea de măsurători folosind și alte fluide, cum ar fi apă – ulei și ulei – ulei

6.2. Contribuții personale

Teza de doctorat „**Studii și cercetări privind influența geometriei nervurilor discontinue dispuse alternant (OFFSET) asupra performanțelor schimbătoarelor de căldură din aluminiu în plăci brazate**” se bazează pe cunoștințe teoretice și practice acumulate în aproximativ 16 ani de experiență ai autorului precum și pe colaborarea cu Facultatea de Mecanică, catedra Mașini Mecanice, Utilaje și Transporturi din cadrul Universității Tehnice Timișoara.

Se pot enumera următoarele contribuții personale rezultate din studiul schimbătoarelor de căldură în plăci brazate:

- s-a făcut o analiză și o sintetizare a informațiilor existente în literatură legate de acest tip de schimbătoare de căldură (răcitoare în construcție cu plăci brazate)
- s-au proiectat, executat și încercat experimental trei schimbătoare de căldură cu parametrii geometrici diferiți
- s-a construit un stand de testare pentru schimbătoarele de căldură apă-apă în vederea executării măsurătorilor experimentale
- măsurătorile experimentale au fost realizate pe o plajă foarte largă de parametri de intrare în așa fel încât să asigure obținerea unor concluzii corecte (peste 6000 de puncte de măsură)
- s-a realizat automatizarea procesării datelor obținute, folosind un limbaj de programare (Python) capabil să proceseze un volum foarte mare de date (Anexa A)
- analiza și determinarea relațiilor criteriile generalizate (5.8) și (5.9) care permit determinarea performanțelor schimbătoarelor de căldură în plăci brazate
- funcțiile determinate sunt deja folosite pentru schimbătoarele de căldură apă – apă, apă – ulei și ulei – ulei care folosesc nervuri discontinue dispuse alternant (turbulatori) în cadrul RAAL
- îmbunătățirea programelor de calcul existente în cadrul firmei RAAL cu noile funcții determinate, acestea fiind deja integrate

De menționat sunt lucrările apărute în: Experimental Heat Transfer [17] indexată ISI, Applied Mechanics and Materials [98]–[100], Applied Mechanics and Materials

[98]–[100] indexate BDI, lucrarea susținută la o conferință internațională din Londra UK Heat Transfer Conference [15]

Dar și contribuția autorului la monografia „**Proiectarea și încercarea radiatoarelor**” [10] un ghid destinat proiectanților privind modul de dimensionare și construcție a schimbătoarelor de căldură.

Anexa A: Erori și incertitudini

Orice instrument de măsură, indiferent ce mărime măsoară (debit, temperatură, presiune etc) și indiferent de construcția aparatului, generează erori de măsurare, ceea ce înseamnă că prezintă o incertitudine diferită de zero. Aceste erori care pot apărea în măsurătorile experimentale pot fi de două tipuri:

- Erori sistematice – Acestea reprezintă de fapt acuratețea măsurătorii, adică diferența dintre valoarea reală și valoarea observată. De obicei aceste erori se reduc sau se elimină prin calibrarea instrumentelor de măsură,
- Erori aleatorii – Acestea arată de fapt nivelul de precizie al măsurătorii, și se definesc ca fiind o eroare care generează diferențe ale mărimii măsurate în apropierea unei valori medii.

Din definițiile anterioare rezultă că acuratețea unui instrument de măsură poate fi îmbunătățită prin calibrare dar în cazul erorilor aleatorii acest lucru nu este posibil. Acestea din urmă trebuie analizate static.

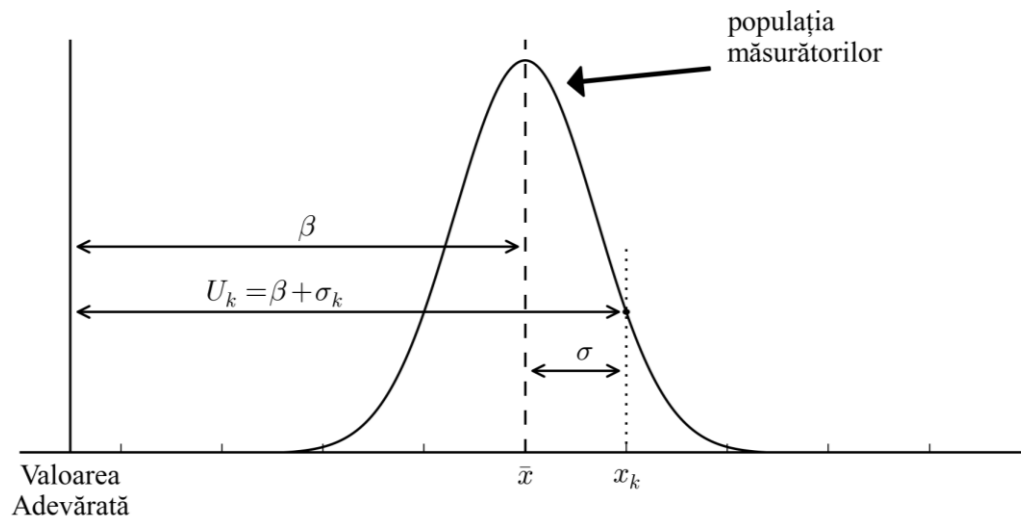


Figura 46 Compunerea erorilor de măsurare

Dacă luăm temperatura unui fluid vom observa că prin repetarea măsurătorilor, în aceleași condiții ca și cele din prima măsurătoare vom observa valori diferite măsurate. Aceste diferențe sau influențe sunt cunoscute în literatură ca așa zise zgomote. Mai în detaliu dacă măsurăm temperatura unui fluid cu ajutorul unor termorezistențe și avem în același timp variații ale tensiunii de alimentare a termorezistenței . aceste mici variații vor influența valorile măsurate de fiecare dată

când repetăm măsurătoarea. În acest caz valoarea cea mai apropiată de realitate este considerată valoarea medie a tuturor valorilor (46).

De fiecare dată când se repetă măsurătoarea valoarea medie se va modifica și ea rezultând astfel o nouă valoare adevărată. Pentru a fi siguri de acuratețea măsurărilor ar fi nevoie de o infinitate de repetări ale măsurărilor, lucru evident imposibil de realizat. Așadar trebuie să acceptăm un număr limitat de măsurători înainte de a accepta valoare adevărată. Literatura recomandă un număr cuprins între 5 și 30 de repetări [142]. Aceste repetări trebuie efectuate în așa fel încât să se elimine efectul timpului propriu de răspuns al standului[100]

Ecuția incertitudinii unei mărimi este de fapt estimarea erorii totale dar care include cele două tipuri de erori definite mai sus. Forma ecuației se poate scrie astfel:

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

Unde \bar{x} este valoarea medie a mărimii măsurate, iar U fiind incertitudinea totală a măsurătorii la o confidență de 95%, sau 2σ . 2σ reprezintă o probabilitate de 95% ca în cazul repetării măsurărilor valoarea măsurată să fie într-un interval $\bar{x}-U$ și $\bar{x}+U$. Deci la o confidență de 95% sunt doar 5% șanse ca valoarea adevărată să nu se afle în intervalul definit.

Valorile acceptate pentru confidențe și folosite la măsurători sunt următoarele:

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

Suma celor două tipuri de erori eroarea sistematică β și eroarea aleatorie σ reprezintă incertitudinea totală U . În Figura 48 sunt reprezentate cele două tipuri de erori pe o histogramă. Pe axa verticală este detaliată frecvența cu care poate apărea o anumită valoare în cazul repetării măsurărilor.

O deviație standard se poate aproxima printr-o interpretare statistică. În această situație se ia în considerare o distribuție normală a valorilor, fiecare valoare având aceeași probabilitate să apară vezi reprezentarea grafică din Figura 48.

De regulă populația măsurărilor sau numărul de repetări, este mică, din rațiuni practice, deviația standard a valorilor măsurărilor se poate scrie cu ecuația:

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

La adăugarea unui număr de noi repetări, valoarea medie a măsurărilor se schimbă iar noile deviații pot fi evaluate cu ecuația:

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

Valorile medii nu au o distribuție gaussiană, din contră sunt dispuse deplasat, după așa numita distribuție student sau t. Proprietățile distribuției student ne arată ca pentru un număr mare de grade de libertate aceasta se apropie de distribuția gaussiană. Acest gen de distribuție se găsește în tabele sau în limbaje de programare ca Python [101]. Intervalul de încredere pentru medie este definit în următoarea formulă [102]

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

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

În general incertitudinea U se poate scrie:

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

Un alt aspect important ce trebuie prezentat 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:

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

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

În general dacă avem o mărime derivată R care depinde de mai multe variabile cu incertitudini atunci determinarea incertitudinii lui R se calculează astfel [96]:

$$U_R = \sqrt{(\partial_x R \cdot U_x)^2 + (\partial_y R \cdot U_y)^2 + \dots + (\partial_k R \cdot U_k)^2} \# (A.6)$$

$$R \pm U_R$$

Anexa B: Tabele cu rezultatele măsurătorilor experimentale

Rezultatele măsurătorilor experimentale pentru răcitorul 1 (pas turbulator 8 mm)

Nr	Qapa caldă		Qmed	er	APĂ RECE				APĂ RECE			
	kW	kW			Debit	Tin	Tout	Dp	Debit	Tin	Tout	Dp
				%	[l/min]	[C]	[C]	[mbar]	[l/min]	[C]	[C]	[mbar]
1	34.5	35.6	35.0	3.4	10.1	14.3	65.6	55.2	10.2	85.3	36.0	78.1
2	34.6	36.0	35.3	4.1	10.2	14.3	65.4	55.2	10.2	85.2	35.7	77.1
3	34.9	35.5	35.2	1.9	10.1	14.3	65.5	55.2	10.4	85.1	35.9	78.1
4	33.6	35.8	34.7	6.4	10.1	14.3	65.8	55.2	10.1	85.0	36.2	78.1
5	35.8	35.5	35.6	-0.8	10.1	14.2	65.3	55.2	10.7	84.9	35.9	77.1
6	35.3	35.5	35.4	0.4	10.1	14.2	65.3	55.2	10.5	84.9	35.8	77.1
7	33.9	35.4	34.6	4.5	10.1	14.2	65.2	55.2	10.1	84.9	35.7	77.1
8	33.6	34.4	34.0	2.5	9.8	14.2	65.3	55.2	9.9	85.2	35.7	78.1
9	34.9	33.8	34.3	-3.1	9.5	14.0	65.8	55.2	10.2	85.9	36.0	77.1
10	33.5	36.0	34.8	7.5	10.1	14.0	65.9	55.2	9.8	86.1	35.9	77.1
11	40.0	41.2	40.6	3.0	10.1	13.8	73.2	55.2	14.7	85.7	45.9	155.1
12	41.5	41.7	41.6	0.3	10.2	14.0	73.2	55.2	15.2	86.0	45.9	155.1
13	40.0	41.4	40.7	3.5	10.1	14.3	74.0	55.2	14.6	86.7	46.5	155.1
14	40.2	41.9	41.0	4.2	10.2	14.2	73.7	55.2	14.6	86.7	46.3	155.1
15	39.8	40.9	40.3	2.8	10.1	15.0	74.0	55.2	14.7	86.5	46.9	155.1
16	39.0	40.4	39.7	3.6	10.1	15.3	73.6	55.2	14.6	86.1	46.9	155.1
17	40.0	41.4	40.7	3.5	10.4	15.4	73.4	55.2	14.9	86.0	46.6	156.1
18	38.8	40.7	39.7	4.8	10.2	15.5	73.3	55.2	14.6	85.8	46.8	156.1
19	38.6	40.6	39.6	5.2	10.2	15.7	73.4	55.2	14.6	85.7	46.9	156.1
20	40.3	40.4	40.3	0.2	10.2	15.8	73.2	55.2	15.2	85.5	46.6	155.1
21	42.5	44.1	43.3	3.8	10.4	16.8	78.7	52.7	20.1	86.9	55.9	279.6
22	42.9	44.0	43.4	2.6	10.4	16.8	78.5	52.7	20.4	86.7	55.9	279.6
23	42.7	42.0	42.3	-1.6	9.9	16.8	78.4	52.7	20.3	86.7	55.8	280.6
24	42.1	42.1	42.1	-0.1	10.1	16.7	77.5	52.7	20.3	85.8	55.3	280.6
25	41.9	42.8	42.3	2.2	10.2	16.8	77.7	52.7	20.3	85.8	55.5	279.6
26	42.4	42.7	42.6	0.8	10.2	16.6	77.4	55.2	20.1	86.0	55.1	279.6
27	43.7	42.1	42.9	-3.7	10.1	16.6	77.4	55.2	20.7	85.8	54.9	280.6
28	43.2	42.6	42.9	-1.3	10.1	16.4	78.0	55.2	20.6	86.3	55.5	280.6
29	43.8	43.0	43.4	-1.9	9.9	16.2	79.2	55.2	20.3	87.7	56.0	279.6
30	43.1	43.6	43.4	1.1	10.1	15.9	78.9	55.2	20.0	87.3	55.6	280.6
31	46.4	45.7	46.0	-1.5	10.1	14.9	80.9	55.2	25.2	87.5	60.5	420.0
32	45.9	46.0	45.9	0.1	10.1	14.8	81.2	52.7	25.1	87.7	60.8	419.0
33	46.4	46.0	46.2	-0.9	10.1	14.8	81.3	52.7	25.1	87.9	60.7	419.0
34	46.3	46.2	46.2	-0.3	10.1	14.8	81.5	55.2	24.9	88.1	60.8	419.0
35	46.8	44.6	45.7	-4.9	9.8	14.4	80.8	55.2	25.1	87.4	60.0	418.0
36	46.4	45.7	46.1	-1.7	10.1	14.2	80.2	55.2	25.1	86.8	59.6	419.0
37	46.7	46.1	46.4	-1.4	10.2	14.2	79.8	55.2	25.2	86.4	59.2	420.0
38	45.3	45.4	45.4	0.2	10.1	14.2	79.8	55.2	24.9	86.3	59.6	418.0
39	45.4	45.4	45.4	0.0	10.1	13.7	79.2	55.2	25.2	85.6	59.2	419.0
40	46.1	45.4	45.7	-1.5	10.1	13.7	79.2	52.7	25.2	85.8	59.0	420.0
41	47.3	46.7	47.0	-1.3	10.1	14.3	81.8	55.2	30.6	86.9	64.2	616.6
42	47.2	47.1	47.2	-0.3	10.1	14.0	82.1	52.7	30.3	87.2	64.3	615.6
43	46.9	48.0	47.5	2.3	10.5	14.9	81.3	55.2	30.8	86.4	64.0	614.6
44	47.0	46.6	46.8	-0.9	10.1	15.6	82.9	55.2	30.0	88.1	65.1	613.6
45	46.5	47.0	46.8	0.9	10.2	15.3	82.2	55.2	29.9	87.5	64.6	612.7
46	47.0	46.9	47.0	-0.3	10.4	17.1	83.0	52.7	30.5	88.2	65.5	616.6
47	47.0	46.8	46.9	-0.5	10.1	15.8	83.4	55.2	30.2	88.6	65.7	615.6
48	46.7	47.1	46.9	0.8	10.4	17.0	83.1	52.7	31.1	88.0	65.9	616.6
49	46.0	46.9	46.5	2.0	10.4	17.0	82.9	52.7	30.5	87.9	65.7	616.6
50	47.3	46.7	47.0	-1.3	10.2	15.7	82.2	55.2	30.6	87.5	64.8	614.6
51	48.3	47.8	48.0	-1.0	10.2	14.9	83.0	55.2	35.0	87.5	67.2	809.3
52	48.6	47.8	48.2	-1.7	10.4	15.5	82.6	55.2	35.6	87.1	67.0	812.3
53	47.8	54.3	51.1	13.6	11.6	14.1	82.4	55.2	35.0	86.8	66.7	813.2
54	48.5	48.5	48.5	-0.1	10.4	14.1	82.1	55.2	35.0	86.7	66.3	815.2

55	48.5	48.1	48.3	-0.9	10.3	14.1	81.9	55.2	35.1	86.5	66.2	815.2
56	48.7	48.0	48.3	-1.4	10.3	14.2	81.9	55.2	35.4	86.4	66.2	814.2
57	48.0	47.5	47.8	-1.2	10.2	14.3	81.9	55.2	35.1	86.4	66.3	812.3
58	47.8	48.3	48.1	1.0	10.4	14.3	82.1	55.2	35.0	86.5	66.4	813.2
59	48.7	48.3	48.5	-0.9	10.3	14.9	83.0	55.2	35.3	87.4	67.1	813.2
60	48.4	48.8	48.6	0.8	10.4	15.0	83.2	55.2	35.4	87.6	67.5	813.2
61	50.2	48.4	49.3	-3.7	10.3	15.7	84.0	52.7	41.3	88.0	70.1	1086.0
62	49.2	49.3	49.3	0.3	10.5	15.7	84.0	55.2	41.1	87.8	70.2	1086.0
63	49.0	48.3	48.7	-1.4	10.3	15.7	83.9	55.2	40.5	87.8	70.0	1086.0
64	49.0	48.5	48.8	-1.1	10.4	15.8	83.6	55.2	40.1	87.6	69.6	1083.0
65	49.0	47.9	48.5	-2.3	10.3	15.8	83.4	55.2	40.5	87.4	69.6	1086.0
66	49.6	48.5	49.0	-2.2	10.4	16.0	83.8	55.2	40.5	87.9	69.9	1081.0
67	49.9	48.1	49.0	-3.9	10.3	16.0	83.8	55.2	40.8	87.8	69.8	1083.0
68	49.7	48.5	49.1	-2.5	10.3	16.0	84.4	55.2	40.4	88.4	70.3	1079.1
69	49.5	48.2	48.8	-2.6	10.2	16.0	84.7	55.2	40.2	88.8	70.7	1077.1
70	49.9	47.9	48.9	-4.1	10.1	16.0	85.0	55.2	40.8	89.0	71.0	1079.1
71	39.0	40.3	39.7	3.3	14.6	14.6	54.6	128.0	10.1	86.0	29.4	79.1
72	37.9	42.7	40.3	12.5	15.5	14.7	54.6	128.0	9.8	86.0	29.3	80.0
73	38.4	41.9	40.1	9.1	15.2	14.3	54.2	125.5	9.9	85.6	29.1	79.1
74	39.0	41.3	40.1	6.1	15.0	14.3	54.1	125.5	10.1	85.5	29.0	80.0
75	39.5	42.0	40.7	6.2	15.0	13.8	54.2	125.5	10.1	86.1	28.8	79.1
76	40.0	42.4	41.2	6.1	15.3	13.9	53.9	125.5	10.2	85.9	28.8	78.1
77	39.1	42.9	41.0	9.9	15.3	13.8	54.3	125.5	9.9	86.2	28.7	79.1
78	37.9	42.4	40.1	11.9	15.2	13.7	54.1	128.0	9.6	86.1	28.6	79.1
79	39.6	42.4	41.0	7.1	15.2	13.7	54.1	128.0	10.1	86.1	28.7	79.1
80	39.5	42.8	41.2	8.4	15.3	13.8	54.2	128.0	10.1	86.1	28.8	79.1
81	48.7	48.6	48.7	-0.2	14.7	16.9	64.8	128.0	15.5	86.2	40.1	173.9
82	48.2	49.6	48.9	3.0	15.0	17.0	64.9	128.0	15.3	86.3	40.3	172.9
83	47.9	51.7	49.8	7.9	15.6	17.2	65.2	128.0	15.2	86.5	40.3	173.9
84	48.2	51.8	50.0	7.4	15.8	17.6	65.2	128.0	15.5	86.2	40.6	173.9
85	47.3	49.7	48.5	5.1	15.2	17.7	65.2	128.0	15.6	86.2	41.9	173.9
86	47.6	49.5	48.5	4.0	15.2	17.8	65.1	128.0	15.5	85.8	40.8	174.9
87	48.2	50.1	49.1	4.0	15.3	17.7	65.1	125.5	15.6	85.8	40.7	174.9
88	48.8	49.2	49.0	0.7	15.0	17.7	65.2	128.0	15.8	86.0	40.7	174.9
89	47.9	49.7	48.8	3.6	15.3	17.8	64.8	125.5	15.6	85.5	40.6	174.9
90	49.0	50.1	49.5	2.3	15.4	17.8	64.9	125.5	15.9	85.7	40.7	173.9
91	57.2	57.9	57.5	1.3	15.2	14.9	70.3	125.5	20.6	87.1	46.4	295.5
92	57.2	59.0	58.1	3.1	15.5	14.9	70.2	125.5	20.6	87.0	46.3	294.5
93	57.3	55.4	56.4	-3.4	14.6	14.9	70.1	125.5	20.7	86.8	46.3	295.5
94	57.2	56.6	56.9	-1.0	14.9	14.9	70.1	125.5	20.7	86.7	46.3	296.4
95	57.2	56.4	56.8	-1.4	14.9	14.9	69.9	125.5	20.7	86.5	46.1	296.4
96	56.6	56.6	56.6	0.0	15.0	14.9	69.6	125.5	20.6	86.2	45.9	295.5
97	57.4	57.6	57.5	0.2	15.3	14.9	69.4	125.5	21.0	85.9	45.9	295.5
98	57.0	57.5	57.2	0.8	15.3	14.9	69.3	125.5	20.9	85.9	45.9	295.5
99	56.6	56.8	56.7	0.3	15.2	15.0	69.3	125.5	20.7	85.8	45.8	295.5
100	55.2	56.9	56.1	3.1	15.3	15.1	69.0	125.5	20.4	85.4	45.8	296.4
101	58.7	58.6	58.6	-0.2	15.3	16.8	72.3	125.5	25.4	85.4	51.5	428.9
102	58.9	59.0	58.9	0.2	15.3	16.8	72.7	125.5	25.4	85.7	51.7	430.8
103	58.7	59.3	59.0	1.1	15.5	16.9	72.6	125.5	25.2	85.7	51.6	429.8
104	58.5	59.1	58.8	1.0	15.3	16.9	72.9	125.5	25.2	85.9	51.9	430.8
105	58.5	58.8	58.6	0.5	15.2	16.9	73.2	125.5	25.1	86.3	52.1	429.8
106	57.9	59.7	58.8	3.2	15.2	17.2	74.4	125.5	24.3	87.7	52.8	429.8
107	58.8	59.6	59.2	1.4	15.5	17.2	73.2	125.5	25.1	86.4	52.0	429.8
108	58.8	58.4	58.6	-0.7	15.0	17.3	73.8	125.5	25.1	86.9	52.5	429.8
109	58.7	59.6	59.2	1.7	15.5	17.1	73.1	125.5	25.1	86.3	52.0	430.8
110	58.1	59.2	58.7	1.8	15.3	17.1	73.2	125.5	24.9	86.3	52.1	430.8
111	63.8	63.8	63.8	-0.1	15.2	15.3	76.4	125.5	30.0	87.7	56.5	615.6
112	63.7	63.5	63.6	-0.4	15.0	15.3	76.7	125.5	29.9	88.0	56.7	613.6
113	63.3	64.2	63.8	1.4	15.3	15.2	76.1	125.5	29.9	87.4	56.3	615.6
114	63.2	63.7	63.5	0.7	15.2	15.2	76.0	125.5	30.0	87.1	56.2	615.6
115	61.5	62.5	62.0	1.6	15.2	15.4	75.0	125.5	29.6	86.1	55.6	617.6
116	62.1	62.5	62.3	0.7	15.3	15.5	74.8	125.5	29.9	85.9	55.4	617.6
117	62.3	64.1	63.2	2.8	15.6	15.5	75.1	125.5	30.2	86.1	55.8	618.6
118	62.2	64.3	63.3	3.4	15.6	15.6	75.4	125.5	29.7	86.7	56.0	618.6

119	62.1	63.6	62.8	2.4	15.5	15.6	75.3	123.0	29.9	86.4	55.9	616.6
120	62.4	63.2	62.8	1.3	15.2	15.6	75.9	125.5	29.7	87.1	56.3	615.6
121	64.3	63.2	63.8	-1.7	15.0	16.5	77.7	123.0	35.0	87.1	60.1	824.1
122	64.5	65.9	65.2	2.1	15.6	16.5	77.8	123.0	35.0	87.3	60.2	826.1
123	63.8	66.2	65.0	3.8	15.8	16.5	77.5	123.0	34.7	87.0	60.0	828.1
124	64.6	62.9	63.8	-2.6	15.0	16.8	77.7	123.0	35.1	87.2	60.2	830.0
125	64.9	64.2	64.5	-1.1	15.3	16.8	77.7	123.0	35.3	87.3	60.3	825.1
126	64.6	64.4	64.5	-0.3	15.3	16.8	77.9	123.0	35.1	87.4	60.4	827.1
127	64.0	63.9	63.9	-0.2	15.2	16.8	78.0	123.0	34.7	87.5	60.4	825.1
128	64.8	63.1	64.0	-2.6	15.0	16.9	78.0	125.5	35.0	87.6	60.4	825.1
129	64.8	64.1	64.4	-1.1	15.2	16.9	78.3	123.0	35.0	87.8	60.6	827.1
130	65.0	64.9	65.0	-0.2	15.3	16.9	78.5	125.5	35.0	88.1	60.8	827.1
131	65.2	66.5	65.8	2.0	15.2	15.7	79.2	125.5	40.2	87.4	63.6	1134.4
132	65.3	65.1	65.2	-0.4	15.0	15.8	78.8	125.5	40.7	86.9	63.3	1134.4
133	66.8	66.3	66.5	-0.8	14.9	15.4	80.2	123.0	40.2	88.5	64.1	1140.3
134	67.8	67.3	67.5	-0.7	15.2	15.4	79.9	125.5	41.0	88.1	63.8	1136.4
135	67.8	67.5	67.7	-0.3	15.3	15.4	79.5	125.5	41.0	87.8	63.5	1136.4
136	66.7	67.1	66.9	0.5	15.2	15.4	79.7	125.5	40.5	88.0	63.8	1136.4
137	65.6	67.9	66.8	3.4	15.5	15.4	79.2	125.5	40.5	87.3	63.5	1132.4
138	66.9	65.7	66.3	-1.8	15.0	15.5	79.1	125.5	41.3	87.1	63.3	1140.3
139	65.2	66.7	65.9	2.4	15.3	15.5	78.8	125.5	40.2	87.0	63.2	1137.4
140	65.6	65.5	65.6	-0.1	15.2	15.5	78.3	125.5	40.8	86.4	62.8	1135.4
141	41.7	44.2	43.0	6.0	19.5	12.9	45.6	213.4	9.9	86.0	24.6	80.0
142	41.8	45.1	43.5	7.9	20.0	12.8	45.4	213.4	9.9	86.0	24.5	79.1
143	41.9	45.0	43.4	7.4	20.0	13.3	45.8	213.4	10.1	85.7	25.0	80.0
144	42.2	44.9	43.5	6.5	20.1	13.7	45.9	215.9	10.2	85.4	25.2	80.0
145	41.8	44.4	43.1	6.2	20.3	14.1	45.7	215.9	10.2	85.0	25.3	80.0
146	41.7	44.2	42.9	6.1	20.1	14.4	46.1	215.9	10.2	85.2	25.7	80.0
147	42.5	43.9	43.2	3.2	20.0	14.7	46.4	215.9	10.4	85.7	25.9	80.0
148	42.5	44.1	43.3	3.9	20.0	14.9	46.8	215.9	10.4	86.0	26.2	80.0
149	41.7	44.5	43.1	6.7	20.3	15.1	46.8	215.9	10.2	86.0	26.4	80.0
150	41.2	43.3	42.3	5.1	20.1	16.0	47.1	218.4	10.2	85.7	26.8	80.0
151	52.6	55.5	54.1	5.4	20.1	16.3	56.2	215.9	15.2	85.7	35.0	174.9
152	52.8	55.8	54.3	5.5	20.3	16.4	56.2	213.4	15.3	85.5	35.1	173.9
153	53.2	55.5	54.3	4.4	20.3	16.3	55.9	215.9	15.3	85.6	34.9	174.9
154	52.9	55.2	54.1	4.3	20.1	16.4	56.1	213.4	15.3	85.4	34.9	174.9
155	51.2	55.5	53.3	8.4	20.3	16.1	55.7	213.4	14.9	85.0	34.7	173.9
156	52.7	55.5	54.1	5.2	20.3	16.1	55.7	213.4	15.3	85.0	34.7	173.9
157	52.5	55.6	54.1	5.9	20.3	16.1	55.8	213.4	15.2	85.3	34.7	175.9
158	53.3	55.6	54.4	4.4	20.3	16.1	55.8	213.4	15.3	85.5	34.7	174.9
159	52.7	55.1	53.9	4.4	20.0	16.1	56.0	215.9	15.2	85.7	34.9	174.9
160	52.9	54.2	53.6	2.5	19.7	16.1	56.0	213.4	15.2	85.7	34.7	173.9
161	62.4	63.2	62.8	1.2	20.0	15.4	61.2	215.9	20.4	85.3	40.6	297.4
162	61.9	63.6	62.8	2.9	20.1	15.4	61.2	213.4	20.4	85.0	40.7	297.4
163	60.8	63.8	62.3	5.0	20.3	15.4	61.0	213.4	20.0	85.0	40.5	297.4
164	61.7	63.6	62.6	3.0	20.3	15.4	60.8	213.4	20.3	84.9	40.4	296.4
165	60.8	63.8	62.3	4.8	20.1	15.4	61.3	213.4	19.8	85.6	40.7	296.4
166	61.0	61.3	61.2	0.5	19.5	15.5	61.0	213.4	20.0	85.4	40.7	297.4
167	61.8	63.7	62.8	3.0	20.0	15.4	61.6	215.9	20.0	86.1	40.8	297.4
168	61.7	62.6	62.1	1.4	19.4	15.3	62.1	213.4	20.0	86.4	41.2	298.4
169	61.9	61.5	61.7	-0.7	19.2	15.3	61.6	213.4	20.1	85.9	40.9	297.4
170	62.2	63.9	63.1	2.7	20.1	15.3	61.3	213.4	20.3	85.6	40.7	297.4
171	68.1	70.9	69.5	4.0	20.3	15.5	66.2	215.9	25.1	86.5	46.7	463.4
172	68.3	71.4	69.9	4.6	20.4	15.4	66.1	215.9	25.1	86.5	46.6	463.4
173	68.1	69.9	69.0	2.5	20.0	15.4	66.1	213.4	25.1	86.4	46.6	462.5
174	68.8	70.9	69.8	3.1	20.3	15.4	66.1	213.4	25.4	86.3	46.6	462.5
175	68.4	70.3	69.4	2.9	20.3	15.5	65.8	213.4	25.2	86.1	46.4	460.5
176	68.3	69.7	69.0	2.1	20.1	15.5	65.7	213.4	25.4	85.8	46.4	461.5
177	67.7	69.6	68.6	2.7	20.1	15.5	65.6	213.4	25.2	85.7	46.4	461.5
178	67.7	68.2	68.0	0.8	19.8	15.5	65.4	213.4	25.2	85.5	46.2	461.5
179	67.0	69.1	68.1	3.2	20.1	15.5	65.3	213.4	25.1	85.4	46.3	461.5
180	66.8	70.0	68.4	4.8	20.4	15.6	65.3	213.4	25.1	85.2	46.2	462.5
181	72.4	73.2	72.8	1.1	20.3	15.8	68.2	213.4	30.3	85.4	50.4	639.3
182	71.2	69.7	70.4	-2.1	19.4	15.8	68.0	213.4	29.9	85.3	50.4	637.4

Rezultatele măsurătorilor experimentale pentru răcitorul 1 (pas turbulator 6.8 mm)

Nr	Qapa cald	Qapa rece	Qmed	er	APĂ RECE				APĂ CALDA			
	kW	kW			Debit	Tin	Tout	Dp	Debit	Tin	Tout	Dp
				%	[l/min]	[C]	[C]	[mbar]	[l/min]	[C]	[C]	[mbar]
1	36.20	36.58	36.39	1.05	10.20	13.70	65.60	52.71	10.50	85.10	34.80	58.30
2	36.41	36.58	36.49	0.45	10.20	13.70	65.60	52.71	10.50	85.20	34.60	58.30
3	35.89	39.19	37.54	9.19	10.95	13.70	65.50	52.71	10.35	85.20	34.60	58.30
4	36.48	39.73	38.11	8.89	11.10	13.70	65.50	52.71	10.50	85.20	34.50	57.31
5	36.03	36.51	36.27	1.31	10.20	13.70	65.50	52.71	10.35	85.30	34.50	58.30
6	34.99	35.97	35.48	2.80	10.05	13.70	65.50	52.71	10.05	85.30	34.50	57.31
7	34.92	35.50	35.21	1.66	9.90	13.60	65.50	52.71	10.05	85.20	34.50	57.31
8	35.96	36.04	36.00	0.22	10.05	13.60	65.50	52.71	10.35	85.30	34.60	57.31
9	34.99	36.25	35.62	3.60	10.05	13.60	65.80	52.71	10.05	85.40	34.60	58.30
10	35.06	36.11	35.58	3.00	10.05	13.60	65.60	52.71	10.05	85.40	34.50	58.30
11	37.22	36.11	36.66	-3.08	10.05	13.60	65.60	52.71	10.65	85.60	34.60	58.30
12	36.70	36.79	36.74	0.25	10.20	13.60	65.80	52.71	10.50	85.60	34.60	58.30
13	36.39	36.79	36.59	1.10	10.20	13.60	65.80	52.71	10.35	85.70	34.40	57.31
14	35.72	37.26	36.49	4.31	10.35	13.60	65.70	52.71	10.20	85.70	34.60	58.30
15	35.86	37.40	36.63	4.30	10.35	13.50	65.80	52.71	10.20	85.80	34.50	58.30
16	34.87	36.79	35.83	5.50	10.20	13.50	65.70	52.71	9.90	85.80	34.40	57.31
17	34.94	37.33	36.13	6.84	10.35	13.50	65.70	52.71	9.90	85.90	34.40	57.31
18	35.47	37.54	36.50	5.85	10.35	13.50	66.00	52.71	10.05	86.00	34.50	58.30
19	35.47	37.87	36.67	6.78	10.50	13.50	65.70	52.71	10.05	86.00	34.50	58.30
20	35.47	38.09	36.78	7.39	10.50	13.50	66.00	52.71	10.05	86.00	34.50	58.30
21	35.53	37.00	36.27	4.12	10.20	13.50	66.00	52.71	10.05	86.10	34.50	58.30
22	36.59	36.45	36.52	-0.39	10.05	13.50	66.00	52.71	10.35	86.10	34.50	57.31
23	35.92	37.07	36.50	3.19	10.20	13.40	66.00	52.71	10.20	86.10	34.70	58.30
24	35.60	38.63	37.12	8.50	10.65	13.40	65.90	52.71	10.05	86.10	34.40	58.30
25	35.00	38.56	36.78	10.16	10.65	13.40	65.80	52.71	9.90	86.10	34.50	57.31
26	34.87	38.78	36.82	11.22	10.65	13.40	66.10	52.71	9.90	86.10	34.70	57.31
27	34.40	38.23	36.32	11.12	10.50	13.40	66.10	52.71	9.75	86.20	34.70	57.31
28	35.07	38.16	36.61	8.80	10.50	13.60	66.20	52.71	9.90	86.30	34.60	58.30
29	35.00	37.21	36.11	6.30	10.20	13.40	66.20	52.71	9.90	86.20	34.60	57.31
30	35.53	37.76	36.64	6.26	10.35	13.40	66.20	52.71	10.05	86.30	34.70	58.30
31	35.00	37.28	36.14	6.50	10.20	13.40	66.30	52.71	9.90	86.20	34.60	58.30
32	35.53	37.28	36.41	4.92	10.20	13.30	66.20	52.71	10.05	86.20	34.60	58.30
33	36.06	37.83	36.95	4.89	10.35	13.30	66.20	52.71	10.20	86.20	34.60	58.30
34	36.06	38.23	37.15	6.01	10.50	13.40	66.10	52.71	10.20	86.20	34.60	58.30
35	36.06	37.61	36.84	4.30	10.35	13.40	66.00	52.71	10.20	86.20	34.60	58.30
36	35.99	38.30	37.15	6.42	10.50	13.40	66.20	52.71	10.20	86.20	34.70	58.30
37	35.46	37.76	36.61	6.47	10.35	13.30	66.10	52.71	10.05	86.20	34.70	58.30
38	36.06	37.83	36.95	4.89	10.35	13.30	66.20	52.71	10.20	86.20	34.60	58.30
39	36.59	37.83	37.21	3.37	10.35	13.40	66.30	52.71	10.35	86.30	34.70	58.30
40	36.06	37.68	36.87	4.50	10.35	13.40	66.10	52.71	10.20	86.20	34.60	58.30
41	35.60	37.61	36.61	5.65	10.35	13.40	66.00	52.71	10.05	86.20	34.50	58.30
42	35.00	38.23	36.62	9.22	10.50	13.40	66.10	52.71	9.90	86.20	34.60	58.30
43	35.92	37.76	36.84	5.10	10.35	13.40	66.20	52.71	10.20	86.20	34.80	58.30
44	36.52	37.21	36.87	1.88	10.20	13.40	66.20	52.71	10.35	86.20	34.70	58.30
45	35.46	37.21	36.34	4.92	10.20	13.40	66.20	52.71	10.05	86.20	34.70	58.30
46	35.99	36.73	36.36	2.05	10.05	13.40	66.30	52.71	10.20	86.20	34.70	58.30
47	35.99	36.66	36.33	1.86	10.05	13.40	66.20	52.71	10.20	86.20	34.70	58.30
48	35.07	36.59	35.83	4.34	10.05	13.40	66.10	52.71	9.90	86.20	34.50	57.31
49	34.93	37.14	36.04	6.31	10.20	13.50	66.20	52.71	9.90	86.20	34.70	57.31
50	35.40	36.73	36.06	3.77	10.05	13.50	66.40	52.71	10.05	86.10	34.70	58.30
51	40.50	40.54	40.52	0.10	10.05	15.50	74.00	50.20	15.15	85.60	46.50	115.61
52	39.39	41.21	40.30	4.62	10.20	15.50	74.10	50.20	14.70	85.70	46.50	115.61
53	39.09	41.07	40.08	5.07	10.20	15.60	74.00	50.20	14.55	85.80	46.50	115.61
54	39.89	41.14	40.52	3.13	10.20	15.60	74.10	50.20	14.85	85.90	46.60	115.61
55	40.80	41.14	40.97	0.83	10.20	15.60	74.10	50.20	15.15	85.90	46.50	115.61
56	39.59	41.75	40.67	5.44	10.35	15.70	74.20	50.20	14.70	86.00	46.60	115.61
57	39.09	41.89	40.49	7.16	10.35	15.60	74.30	50.20	14.55	85.90	46.60	115.61
58	38.99	40.54	39.76	3.97	10.05	15.70	74.20	50.20	14.55	86.00	46.80	116.60

59	39.89	38.85	39.37	-2.68	9.60	15.70	74.40	50.20	14.85	86.10	46.80	115.61
60	39.59	39.46	39.52	-0.33	9.75	15.70	74.40	50.20	14.70	86.20	46.80	115.61
61	39.69	41.35	40.52	4.19	10.20	15.70	74.50	50.20	14.70	86.30	46.80	115.61
62	39.18	41.96	40.57	7.09	10.35	15.80	74.60	50.20	14.55	86.50	47.10	115.61
63	39.28	41.42	40.35	5.44	10.20	15.80	74.70	50.20	14.55	86.50	47.00	115.61
64	39.78	40.81	40.30	2.57	10.05	15.80	74.70	50.20	14.70	86.60	47.00	115.61
65	39.78	40.81	40.29	2.57	10.05	15.90	74.80	50.20	14.70	86.70	47.10	115.61
66	39.68	41.01	40.35	3.36	10.05	15.80	75.00	50.20	14.70	86.70	47.20	115.61
67	39.37	42.16	40.77	7.09	10.35	15.90	75.00	50.20	14.55	86.80	47.20	116.60
68	39.47	42.09	40.78	6.64	10.35	15.90	74.90	50.20	14.55	86.80	47.10	115.61
69	39.68	42.09	40.89	6.09	10.35	15.90	74.90	50.20	14.70	86.80	47.30	114.62
70	39.27	40.94	40.11	4.25	10.05	15.90	75.00	50.20	14.55	86.80	47.30	115.61
71	39.27	41.01	40.14	4.42	10.05	15.90	75.10	50.20	14.55	86.80	47.30	115.61
72	39.48	39.79	39.63	0.79	9.75	15.90	75.10	50.20	14.70	86.80	47.50	115.61
73	39.98	39.24	39.61	-1.89	9.60	15.90	75.20	50.20	14.85	86.80	47.40	116.60
74	41.19	38.50	39.85	-7.00	9.45	16.00	75.10	50.20	15.30	86.80	47.40	115.61
75	41.19	39.24	40.22	-4.98	9.60	15.90	75.20	50.20	15.30	86.80	47.40	115.61
76	40.08	44.07	42.08	9.95	10.80	16.00	75.20	50.20	14.85	86.90	47.40	115.61
77	39.58	42.23	40.91	6.71	10.35	16.00	75.20	50.20	14.70	86.80	47.40	115.61
78	39.07	42.23	40.65	8.09	10.35	16.00	75.20	50.20	14.55	86.80	47.50	115.61
79	39.27	41.01	40.14	4.42	10.05	16.00	75.20	50.20	14.55	86.90	47.40	115.61
80	39.07	41.01	40.04	4.95	10.05	16.10	75.30	50.20	14.55	86.90	47.60	115.61
81	39.07	38.84	38.96	-0.59	9.60	16.10	74.80	50.20	14.55	86.90	47.60	115.61
82	38.77	39.78	39.28	2.62	9.75	16.10	75.30	50.20	14.40	86.90	47.50	115.61
83	38.77	40.94	39.85	5.60	10.05	16.10	75.20	50.20	14.40	86.90	47.50	115.61
84	38.97	42.23	40.60	8.37	10.35	16.10	75.30	50.20	14.55	86.90	47.70	115.61
85	39.88	42.30	41.09	6.08	10.35	16.10	75.40	50.20	14.85	86.90	47.60	114.62
86	40.79	42.84	41.82	5.04	10.50	16.10	75.30	50.20	15.15	86.90	47.50	114.62
87	39.78	41.69	40.73	4.81	10.20	16.10	75.40	50.20	14.85	86.90	47.70	115.61
88	39.78	39.92	39.85	0.35	9.75	16.10	75.50	50.20	14.85	86.80	47.60	115.61
89	39.67	39.17	39.42	-1.28	9.60	16.10	75.30	50.20	14.85	86.80	47.70	115.61
90	40.48	39.17	39.82	-3.33	9.60	16.10	75.30	50.20	15.15	86.80	47.70	115.61
91	40.98	40.46	40.72	-1.28	9.90	16.10	75.40	50.20	15.30	86.80	47.60	115.61
92	39.68	40.40	40.04	1.81	9.90	16.10	75.30	50.20	14.85	86.70	47.60	115.61
93	39.07	39.72	39.40	1.65	9.75	16.10	75.20	50.20	14.55	86.80	47.50	115.61
94	38.77	39.65	39.21	2.26	9.75	16.20	75.20	50.20	14.55	86.70	47.70	115.61
95	38.97	41.62	40.30	6.79	10.20	16.20	75.40	50.20	14.55	86.80	47.60	115.61
96	38.87	39.65	39.26	2.00	9.75	16.10	75.10	50.20	14.55	86.70	47.60	115.61
97	38.47	38.50	38.48	0.06	9.45	16.10	75.20	50.20	14.40	86.70	47.60	115.61
98	38.77	38.56	38.67	-0.56	9.45	16.10	75.30	50.20	14.55	86.70	47.70	115.61
99	39.28	39.78	39.53	1.29	9.75	16.10	75.30	50.20	14.70	86.70	47.60	115.61
100	38.78	40.94	39.86	5.58	10.05	16.10	75.20	50.20	14.55	86.60	47.60	115.61
101	42.22	41.70	41.96	-1.23	9.30	14.80	79.90	45.18	19.65	87.60	56.10	197.63
102	41.44	42.44	41.94	2.42	9.45	14.80	80.00	45.18	19.35	87.70	56.30	197.63
103	42.35	43.18	42.76	1.96	9.60	14.80	80.10	45.18	19.65	87.80	56.20	197.63
104	44.10	45.20	44.65	2.49	10.05	14.80	80.10	45.18	20.40	87.80	56.10	197.63
105	42.02	45.95	43.98	9.34	10.20	14.70	80.10	45.18	19.50	87.90	56.30	196.64
106	40.86	41.89	41.38	2.53	9.30	14.70	80.10	45.18	18.90	87.90	56.20	196.64
107	43.27	43.92	43.59	1.51	9.75	14.70	80.10	45.18	19.95	87.90	56.10	197.63
108	42.99	42.63	42.81	-0.85	9.45	14.70	80.20	45.18	19.95	87.80	56.20	198.62
109	41.25	38.51	39.88	-7.09	8.55	14.70	80.10	45.18	19.20	87.80	56.30	198.62
110	40.40	41.34	40.87	2.33	9.15	14.70	80.30	45.18	19.05	87.80	56.70	198.62
111	40.02	43.31	41.67	8.22	9.60	14.70	80.20	45.18	18.75	87.80	56.50	197.63
112	41.44	45.34	43.39	9.42	10.05	14.70	80.20	45.18	19.35	87.80	56.40	198.62
113	41.05	44.60	42.83	8.63	9.90	14.70	80.10	45.18	19.05	87.80	56.20	198.62
114	39.76	45.34	42.55	14.03	10.05	14.70	80.20	45.18	18.45	87.80	56.20	198.62
115	41.05	47.30	44.18	15.21	10.50	14.70	80.10	45.18	19.05	87.80	56.20	197.63
116.00	41.81	43.99	42.90	5.21	9.75	14.70	80.20	45.18	19.65	87.70	56.50	197.63
117.00	41.94	42.02	41.98	0.18	9.30	14.60	80.20	45.18	19.65	87.70	56.40	198.62
118.00	40.98	44.05	42.52	7.49	9.75	14.70	80.30	45.18	19.20	87.70	56.40	198.62
119.00	41.99	43.44	42.72	3.45	9.60	14.60	80.30	45.18	19.80	87.70	56.60	198.62
120.00	42.13	42.02	42.08	-0.26	9.30	14.60	80.20	45.18	19.80	87.70	56.50	198.62
121.00	41.95	41.96	41.95	0.03	9.30	14.60	80.10	45.18	19.65	87.60	56.30	198.62
122.00	40.99	42.63	41.81	4.02	9.45	14.60	80.10	45.18	19.20	87.60	56.30	198.62

123.00	41.49	43.38	42.44	4.55	9.60	14.50	80.10	45.18	19.50	87.60	56.40	198.62
124.00	42.72	44.73	43.73	4.71	9.90	14.50	80.10	45.18	19.95	87.60	56.20	198.62
125.00	42.40	43.31	42.86	2.15	9.60	14.50	80.00	45.18	19.80	87.60	56.20	198.62
126.00	41.49	43.92	42.71	5.86	9.75	14.50	79.90	45.18	19.50	87.50	56.30	198.62
127.00	42.86	35.81	39.34	19.68	7.95	14.50	79.90	45.18	19.95	87.50	56.00	198.62
128.00	41.76	32.39	37.07	28.94	7.20	14.50	79.80	45.18	19.50	87.50	56.10	198.62
129.00	40.99	39.81	40.40	-2.96	8.85	14.50	79.80	45.18	19.20	87.40	56.10	197.63
130.00	40.86	43.25	42.05	5.86	9.60	14.40	79.80	45.18	19.20	87.40	56.20	197.63
131.00	41.04	40.61	40.83	-1.07	9.00	14.40	79.90	45.18	19.35	87.40	56.30	198.62
132.00	41.05	38.58	39.81	-6.40	8.55	14.40	79.90	45.18	19.35	87.30	56.20	198.62
133.00	41.23	40.61	40.92	-1.53	9.00	14.40	79.90	45.18	19.50	87.30	56.30	198.62
134.00	40.91	40.48	40.70	-1.06	9.00	14.50	79.80	45.18	19.35	87.20	56.20	198.62
135.00	41.68	42.51	42.10	1.98	9.45	14.40	79.70	45.18	19.65	87.20	56.10	199.60
136.00	40.15	42.51	41.33	5.88	9.45	14.40	79.70	45.18	19.05	87.20	56.30	198.62
137.00	40.47	43.93	42.20	8.55	9.75	14.40	79.80	45.18	19.20	87.10	56.20	198.62
138.00	42.32	40.42	41.37	-4.69	9.00	14.40	79.60	45.18	19.95	87.10	56.00	199.60
139.00	41.87	39.69	40.78	-5.49	8.85	14.40	79.50	45.18	19.80	87.00	56.00	199.60
140.00	41.37	43.73	42.55	5.70	9.75	14.40	79.50	45.18	19.50	87.00	55.90	198.62
141.00	42.14	43.66	42.90	3.60	9.75	14.40	79.40	45.18	19.80	86.90	55.70	198.62
142.00	42.51	45.00	43.75	5.88	10.05	14.40	79.40	45.18	20.10	86.90	55.90	198.62
143.00	41.42	43.12	42.27	4.11	9.60	14.30	79.50	45.18	19.65	86.90	56.00	199.60
144.00	40.97	42.38	41.67	3.45	9.45	14.40	79.50	45.18	19.50	86.90	56.10	198.62
145.00	41.24	44.33	42.79	7.50	9.90	14.40	79.40	45.18	19.50	86.80	55.80	198.62
146.00	41.87	45.07	43.47	7.65	10.05	14.30	79.40	45.18	19.80	86.80	55.80	197.63
147.00	41.92	43.79	42.86	4.48	9.75	14.30	79.50	45.18	19.95	86.80	56.00	198.62
148.00	43.46	45.01	44.23	3.56	10.05	14.30	79.30	45.18	20.55	86.80	55.80	197.63
149.00	41.74	46.95	44.34	12.49	10.50	14.30	79.20	45.18	19.80	86.70	55.80	197.63
150.00	40.92	46.88	43.90	14.55	10.50	14.30	79.10	45.18	19.35	86.70	55.70	198.62
151.00	42.25	42.26	42.25	0.04	9.30	15.20	81.20	45.18	24.90	86.70	61.80	314.23
152.00	43.18	42.82	43.00	-0.86	9.45	15.30	81.10	45.18	25.35	86.70	61.70	314.23
153.00	43.01	45.40	44.21	5.54	10.05	15.30	80.90	45.18	25.05	86.70	61.50	313.24
154.00	43.02	40.59	41.80	-5.97	9.00	15.40	80.90	45.18	25.05	86.60	61.40	313.24
155.00	43.28	41.88	42.58	-3.33	9.30	15.40	80.80	45.18	25.20	86.50	61.30	314.23
156.00	41.90	45.87	43.88	9.47	10.20	15.40	80.70	45.18	24.30	86.40	61.10	314.23
157.00	43.10	41.75	42.43	-3.24	9.30	15.50	80.70	45.18	25.20	86.40	61.30	314.23
158.00	43.28	40.96	42.12	-5.67	9.15	15.50	80.50	45.18	25.20	86.30	61.10	314.23
159.00	42.76	45.72	44.24	6.93	10.20	15.50	80.60	45.18	25.20	86.30	61.40	313.24
160.00	42.32	49.16	45.74	16.15	10.95	15.50	80.70	45.18	25.35	86.10	61.60	314.23
161.00	42.09	44.98	43.53	6.88	10.05	15.60	80.60	45.18	24.90	86.10	61.30	315.22
162.00	42.26	45.65	43.95	8.04	10.20	15.60	80.60	45.18	24.90	86.10	61.20	314.23
163.00	41.92	45.58	43.75	8.75	10.20	15.60	80.50	45.18	24.60	86.00	61.00	313.24
164.00	42.43	44.04	43.23	3.80	9.90	15.70	80.30	47.69	24.90	86.00	61.00	312.25
165.00	42.26	42.71	42.48	1.06	9.60	15.70	80.30	47.69	24.90	86.00	61.10	312.25
166.00	42.77	44.71	43.74	4.54	10.05	15.70	80.30	45.18	25.20	86.00	61.10	313.24
167.00	43.20	41.97	42.59	-2.91	9.45	15.70	80.20	45.18	25.35	85.90	60.90	314.23
168.00	42.69	52.63	47.66	23.31	11.85	15.70	80.20	47.69	25.05	85.90	60.90	314.23
169.00	41.66	53.88	47.77	29.33	12.15	15.80	80.20	47.69	24.45	85.90	60.90	313.24
170.00	43.11	45.83	44.47	6.30	10.35	15.80	80.10	47.69	25.20	85.90	60.80	314.23
171.00	42.94	52.55	47.75	22.39	11.85	15.80	80.20	47.69	25.20	86.00	61.00	313.24
172.00	42.59	49.81	46.20	16.95	11.25	15.90	80.20	47.69	25.20	86.00	61.20	313.24
173.00	42.59	43.37	42.98	1.82	9.75	15.80	80.40	47.69	25.20	86.00	61.20	313.24
174.00	43.27	43.24	43.26	-0.09	9.75	15.90	80.30	47.69	25.50	86.10	61.20	314.23
175.00	42.43	44.64	43.53	5.21	10.05	15.90	80.40	47.69	24.90	86.10	61.10	314.23
176.00	43.96	44.04	44.00	0.18	9.90	15.90	80.50	47.69	25.80	86.20	61.20	315.22
177.00	43.88	43.37	43.62	-1.17	9.75	15.90	80.50	47.69	25.65	86.30	61.20	314.23
178.00	42.42	42.77	42.59	0.82	9.60	16.00	80.70	47.69	25.20	86.30	61.60	314.23
179.00	41.57	26.77	34.17	55.30	6.00	16.00	80.80	47.69	24.60	86.40	61.60	314.23
180.00	43.44	28.78	36.11	50.96	6.45	16.00	80.80	47.69	25.50	86.50	61.50	313.24
181.00	43.87	39.54	41.71	10.94	8.85	16.00	80.90	47.69	25.65	86.60	61.50	313.24
182.00	43.69	44.23	43.96	1.24	9.90	16.10	81.00	47.69	25.65	86.70	61.70	314.23
183.00	43.10	44.23	43.67	2.63	9.90	16.10	81.00	47.69	25.20	86.70	61.60	314.23
184.00	41.82	44.90	43.36	7.38	10.05	16.10	81.00	47.69	24.45	86.70	61.60	313.24

Rezultatele măsurătorilor experimentale pentru răcitorul 3 (pas turbulator 5 mm)

Nr	Qapa cald kW	Qapa rece kW	Qmed kW	er %	APA RECE				APA CALDA			
					Debit [l/min]	Tin [C]	Tout [C]	Dp [mbar]	Debit [l/min]	Tin [C]	Tout [C]	Dp [mbar]
1	35.09	34.88	34.98	-0.60	9.60	14.20	66.80	77.81	9.75	85.70	33.20	87.94
2	31.97	35.90	33.94	12.29	9.90	14.20	66.70	77.81	8.85	85.70	33.00	87.94
3	30.77	35.29	33.03	14.68	9.75	14.30	66.70	77.81	8.55	85.60	33.10	87.94
4	32.93	35.29	34.11	7.16	9.75	14.30	66.70	77.81	9.15	85.60	33.10	87.94
5	34.95	36.84	35.90	5.41	10.20	14.40	66.70	77.81	9.75	85.50	33.20	87.94
6	36.57	35.15	35.86	-4.03	9.75	14.40	66.60	77.81	10.20	85.50	33.20	88.93
7	37.11	32.14	34.62	15.45	9.00	14.40	66.10	77.81	10.35	85.50	33.20	87.94
8	35.49	32.45	33.97	-9.38	9.00	14.40	66.60	77.81	9.90	85.40	33.10	87.94
9	32.27	34.54	33.41	7.06	9.60	14.50	66.60	77.81	9.00	85.40	33.10	88.93
10	30.36	34.54	32.45	13.79	9.60	14.50	66.60	77.81	8.55	85.30	33.50	88.93
11	31.13	34.55	32.84	10.96	9.60	14.40	66.50	77.81	8.70	85.20	33.00	88.93
12	33.69	34.54	34.12	2.55	9.60	14.50	66.60	77.81	9.45	85.20	33.20	87.94
13	36.29	34.48	35.39	-5.25	9.60	14.50	66.50	77.81	10.20	85.10	33.20	88.93
14	37.21	34.01	35.61	-9.43	9.45	14.50	66.60	77.81	10.50	85.10	33.40	87.94
15	36.68	34.01	35.34	-7.87	9.45	14.50	66.60	77.81	10.35	85.10	33.40	87.94
16	32.90	34.54	33.72	5.01	9.60	14.50	66.60	77.81	9.30	85.00	33.40	87.94
17	29.77	35.49	32.63	19.20	9.90	14.60	66.50	77.81	8.40	85.00	33.30	87.94
18	29.77	33.81	31.79	13.56	9.45	14.60	66.40	77.81	8.40	85.00	33.30	87.94
19	33.43	33.27	33.35	-0.47	9.30	14.60	66.40	77.81	9.45	84.90	33.30	87.94
20	36.08	34.75	35.42	-3.84	9.75	14.70	66.30	77.81	10.20	84.90	33.30	87.94
21	37.21	35.54	36.38	-4.71	10.05	14.90	66.10	77.81	10.50	85.10	33.40	87.94
22	31.01	35.08	33.05	13.10	9.90	14.90	66.20	77.81	8.70	85.10	33.10	87.94
23	33.02	34.61	33.82	4.81	9.75	14.90	66.30	80.32	9.30	85.10	33.30	87.94
24	34.55	34.75	34.65	0.56	9.75	14.90	66.50	80.32	9.75	85.20	33.50	87.94
25	35.69	34.08	34.88	-4.72	9.60	15.00	66.40	80.32	10.05	85.20	33.40	87.94
26	36.15	34.61	35.38	-4.44	9.75	15.00	66.40	80.32	10.20	85.30	33.60	88.93
27	33.55	33.08	33.32	-1.44	9.30	15.00	66.50	80.32	9.45	85.30	33.50	88.93
28	30.83	32.61	31.72	5.76	9.15	15.00	66.60	80.32	8.70	85.30	33.60	87.94
29	29.77	34.81	32.29	16.95	9.75	15.00	66.70	80.32	8.40	85.40	33.70	87.94
30	31.01	34.74	32.88	12.04	9.75	15.00	66.60	80.32	8.70	85.40	33.40	87.94
31	34.15	34.74	34.45	1.74	9.75	15.00	66.60	80.32	9.60	85.50	33.60	87.94
32	37.35	34.34	35.85	-8.76	9.60	15.00	66.80	80.32	10.50	85.60	33.70	87.94
33	37.35	32.73	35.04	14.11	9.15	15.00	66.80	80.32	10.50	85.60	33.70	88.93
34	34.68	32.26	33.47	-7.52	9.00	15.00	66.90	80.32	9.75	85.60	33.70	88.93
35	31.48	33.80	32.64	7.38	9.45	15.00	66.80	80.32	8.85	85.60	33.70	87.94
36	30.53	33.33	31.93	9.17	9.30	15.00	66.90	80.32	8.55	85.70	33.60	87.94
37	31.95	34.60	33.28	8.30	9.60	15.10	67.30	77.81	9.00	85.80	34.00	87.94

38	34.08	36.16	35.12	6.09	10.05	15.10	67.20	80.32	9.60	85.80	34.00	88.93
39	30.41	34.60	32.51	13.78	9.60	15.10	67.30	80.32	8.55	85.80	33.90	88.93
40	37.03	33.93	35.48	-9.12	9.45	15.10	67.10	77.81	10.35	85.90	33.70	87.94
41	35.35	33.93	34.64	-4.18	9.45	15.10	67.10	80.32	9.90	85.90	33.80	87.94
42	32.54	35.08	33.81	7.78	9.75	15.10	67.20	80.32	9.15	85.90	34.00	87.94
43	30.59	36.70	33.64	19.97	10.20	15.10	67.20	80.32	8.55	85.90	33.70	88.93
44	31.12	36.09	33.61	15.95	10.05	15.10	67.10	80.32	8.70	86.00	33.80	88.93
45	33.21	36.09	34.65	8.67	10.05	15.10	67.10	77.81	9.30	85.90	33.80	87.94
46	35.89	34.47	35.18	-4.10	9.60	15.10	67.10	80.32	10.05	85.90	33.80	87.94
47	37.42	34.41	35.91	-8.76	9.60	15.10	67.00	80.32	10.50	85.90	33.90	87.94
48	37.56	33.87	35.72	10.91	9.45	15.10	67.00	80.32	10.50	85.90	33.70	88.93
49	34.21	33.87	34.04	-1.02	9.45	15.10	67.00	77.81	9.60	85.90	33.90	88.93
50	35.95	33.93	34.94	-5.96	9.45	15.10	67.10	80.32	10.05	85.90	33.70	88.93
51	39.96	39.56	39.76	-1.03	9.60	16.50	76.30	77.81	15.15	86.20	47.60	208.50
52	39.86	45.12	42.49	13.20	10.95	16.50	76.30	77.81	15.15	86.20	47.70	207.51
53	40.25	44.58	42.41	10.74	10.80	16.50	76.40	77.81	15.30	86.30	47.80	207.51
54	39.75	42.72	41.24	7.46	10.35	16.50	76.40	77.81	15.15	86.30	47.90	207.51
55	40.25	42.17	41.21	4.76	10.20	16.50	76.50	77.81	15.30	86.40	47.90	207.51
56	40.86	40.37	40.62	-1.19	9.75	16.50	76.60	77.81	15.45	86.60	47.90	207.51
57	39.96	39.20	39.58	-1.94	9.45	16.50	76.70	77.81	15.15	86.70	48.10	207.51
58	40.06	36.77	38.41	-8.95	8.85	16.50	76.80	77.81	15.15	86.80	48.10	208.50
59	39.66	35.64	37.65	11.28	8.55	16.40	76.90	77.81	15.00	86.90	48.20	208.50
60	40.66	38.77	39.72	-4.90	9.30	16.40	76.90	77.81	15.30	86.90	48.00	208.50
61	40.26	40.71	40.49	1.10	9.75	16.50	77.10	77.81	15.15	87.00	48.10	207.51
62	39.85	36.50	38.17	-9.16	8.70	16.50	77.40	77.81	15.15	87.10	48.60	207.51
63	39.55	40.28	39.92	1.83	9.60	16.40	77.30	77.81	15.00	87.10	48.50	207.51
64	39.97	47.75	43.86	19.48	11.40	16.40	77.20	77.81	15.00	87.10	48.10	207.51
65	40.47	49.01	44.74	21.10	11.70	16.40	77.20	77.81	15.15	87.20	48.10	208.50
66	40.47	40.15	40.31	-0.80	9.60	16.40	77.10	77.81	15.15	87.20	48.10	208.50
67	40.77	36.44	38.60	11.86	8.70	16.40	77.20	77.81	15.30	87.20	48.20	207.51
68	40.77	39.65	40.21	-2.82	9.45	16.40	77.30	77.81	15.30	87.20	48.20	208.50
69	39.36	39.71	39.54	0.89	9.45	16.40	77.40	77.81	14.85	87.20	48.40	208.50
70	39.97	37.13	38.55	-7.63	8.85	16.40	77.30	77.81	15.00	87.20	48.20	208.50
71	41.06	35.87	38.47	14.46	8.55	16.40	77.30	77.81	15.45	87.20	48.30	208.50
72	41.96	36.50	39.23	14.96	8.70	16.40	77.30	77.81	15.75	87.20	48.20	208.50
73	40.77	39.65	40.21	-2.82	9.45	16.40	77.30	77.81	15.30	87.20	48.20	208.50
74	39.36	42.23	40.80	7.30	10.05	16.40	77.40	77.81	14.85	87.20	48.40	208.50
75	38.76	35.99	37.38	-7.70	8.55	16.40	77.50	77.81	14.70	87.20	48.60	208.50
76	39.06	35.36	37.21	10.46	8.40	16.40	77.50	77.81	14.85	87.10	48.60	207.51
77	39.95	35.93	37.94	11.19	8.55	16.40	77.40	77.81	15.15	87.10	48.50	207.51
78	40.16	37.19	38.68	-7.98	8.85	16.40	77.40	77.81	15.15	87.10	48.30	207.51
79	40.53	39.84	40.19	-1.72	9.45	16.30	77.50	77.81	15.45	87.10	48.70	207.51

80	40.63	39.78	40.21	-2.15	9.45	16.30	77.40	75.30	15.45	87.10	48.60	208.50
81	40.45	41.61	41.03	2.86	9.90	16.30	77.30	75.30	15.30	87.10	48.40	209.49
82	40.56	39.02	39.79	-3.94	9.30	16.40	77.30	75.30	15.30	87.10	48.30	208.50
83	39.16	39.71	39.44	1.42	9.45	16.40	77.40	75.30	14.85	87.10	48.50	208.50
84	39.26	40.97	40.12	4.36	9.75	16.40	77.40	75.30	14.85	87.10	48.40	207.51
85	40.56	34.61	37.59	17.17	8.25	16.40	77.30	75.30	15.30	87.00	48.20	207.51
86	39.95	33.25	36.60	20.17	7.95	16.40	77.10	75.30	15.15	86.90	48.30	207.51
87	39.16	38.96	39.06	-0.53	9.30	16.40	77.20	75.30	14.85	86.90	48.30	208.50
88	38.65	39.08	38.87	1.12	9.30	16.30	77.30	75.30	14.85	86.80	48.70	207.51
89	38.86	40.91	39.88	5.28	9.75	16.30	77.20	75.30	14.85	86.70	48.40	208.50
90	38.65	41.04	39.85	6.18	9.75	16.20	77.30	75.30	14.85	86.70	48.60	208.50
91	40.32	39.65	39.99	-1.69	9.45	16.30	77.20	75.30	15.45	86.70	48.50	209.49
92	40.32	38.39	39.36	-5.03	9.15	16.20	77.10	75.30	15.45	86.60	48.40	209.49
93	39.83	39.09	39.46	-1.90	9.30	16.20	77.20	75.30	15.30	86.60	48.50	209.49
94	39.46	38.96	39.21	-1.28	9.30	16.20	77.00	75.30	15.00	86.60	48.10	208.50
95	39.86	38.27	39.06	-4.15	9.15	16.20	76.90	75.30	15.15	86.50	48.00	208.50
96	39.65	38.90	39.27	-1.93	9.30	16.10	76.80	75.30	15.15	86.50	48.20	208.50
97	39.65	38.83	39.24	-2.09	9.30	16.10	76.70	75.30	15.15	86.50	48.20	209.49
98	40.04	39.46	39.75	-1.47	9.45	16.10	76.70	75.30	15.30	86.40	48.10	209.49
99	39.75	39.53	39.64	-0.57	9.45	16.00	76.70	75.30	15.15	86.40	48.00	208.50
100	38.56	40.78	39.67	5.77	9.75	16.00	76.70	75.30	14.85	86.40	48.40	209.49
101	43.64	42.77	43.20	-2.02	9.45	14.10	79.80	75.30	19.80	87.00	54.70	350.79
102	43.04	44.13	43.58	2.53	9.75	14.10	79.80	75.30	19.35	87.20	54.60	350.79
103	41.78	45.62	43.70	9.21	10.05	14.10	80.00	75.30	18.90	87.30	54.90	350.79
104	42.44	49.86	46.15	17.48	10.95	14.00	80.10	75.30	19.20	87.30	54.90	351.78
105	43.10	45.90	44.50	6.49	10.05	14.00	80.30	75.30	19.50	87.50	55.10	350.79
106	44.31	45.21	44.76	2.05	9.90	14.00	80.30	75.30	19.80	87.50	54.70	350.79
107	44.90	40.42	42.66	11.08	8.85	14.00	80.30	75.30	20.25	87.50	55.00	349.80
108	44.37	43.78	44.07	-1.35	9.60	14.00	80.20	75.30	19.95	87.40	54.80	349.80
109	44.04	43.78	43.91	-0.59	9.60	14.00	80.20	75.30	19.80	87.40	54.80	349.80
110	42.37	43.23	42.80	2.01	9.45	13.90	80.30	75.30	19.35	87.30	55.20	350.79
111	41.78	39.67	40.73	-5.30	8.70	14.00	80.20	75.30	18.90	87.40	55.00	351.78
112	40.80	43.84	42.32	7.46	9.60	14.00	80.30	75.30	18.75	87.30	55.40	351.78
113	43.17	50.62	46.89	17.27	11.10	14.00	80.20	75.30	19.65	87.30	55.10	350.79
114	43.83	47.20	45.51	7.70	10.35	14.00	80.20	75.30	19.95	87.20	55.00	348.81
115	41.45	47.13	44.29	13.71	10.35	14.00	80.10	75.30	18.75	87.30	54.90	350.79
116	41.72	40.42	41.07	-3.21	8.85	14.00	80.30	75.30	19.05	87.30	55.20	349.80
117	41.78	42.54	42.16	1.81	9.30	14.00	80.40	75.30	19.20	87.30	55.40	350.79
118	43.44	43.78	43.61	0.79	9.60	14.00	80.20	75.30	19.65	87.20	54.80	350.79
119	42.77	43.58	43.18	1.88	9.60	14.20	80.10	75.30	19.35	87.20	54.80	349.80
120	41.91	43.72	42.81	4.31	9.60	13.90	80.00	75.30	18.90	87.20	54.70	349.80

Anexa C: Codul sursă a programelor folosite

listing 1 Codul pentru fișierul Rpa.py

```
1  from ini import *
2  import numpy as np
3  import scipy as sp
4  import uncertainties as uns
5  import uncertainties.umath as umath
6  import uncertainties.unumpy as unumpy
7  from math import *
8  from Apa import Apa
9  from builtins import property
10
11  #[1] Muzychka, Y. S. (1999). Analytical and Experimental Study of Fluid Friction and Heat Transfer in
12     Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers. PhD Thesis
13  #vezi pagina 214 pentru desen
14  #in aceasta interpretare grosimea turbulatorului este neglijata!
15  #ariile folosite de Muzychka pentru frecare:
16  #pe o singura celula
17  # lambda -> p
18  # W ->pl
19  # H->h
20  #celula este 2pl x p/2 x h
21  Awall = lambda s:2*s.pl*s.p/2
22  Afin = lambda s:4*s.pl*(s.h-s.g) #aici am modificat dependenta ariei fin-
23     ului fata de ce se da in [1]
24  Awet = lambda s:Afin(s)+Awall(s)
25  Adrag = lambda s:s.pl*(s.h-s.g) #deoarece consideram fin-
26     ul ca vertical aria drag este aria finului
27  #din definitia AER =Awall/Awet
28  AER = lambda s:Awet(s)/Awall(s)
29
30  Vfin = lambda s:s.pl*(s.h-s.g)*s.g
31  Vfree =lambda s:2*s.pl*(s.h)*s.p/2 -2*Vfin(s)
32  dh = lambda s:4*Vfree(s)/Awet(s)
```

În listingul 1 sunt definite funcțiile suprafețelor necesare calculului schimbătorului de căldură.

listing 2 clasa calculului structurii geometrice

```

31 class iStruct(object):
32
33     __slots__=('h','p','pl','g','trans','offset')
34     def __init__(self, **kwargs):
35
36         self.h = float(kwargs.pop('h',2.5))
37         self.p = float(kwargs.pop('p',5.0))
38         self.pl = float(kwargs.pop('pl',1.6))
39         self.g = float(kwargs.pop('g',0.2))
40         self.offset = float(kwargs.pop('offset',1.6))
41         self.trans = float(kwargs.pop('trans',True))
42         return super().__init__(**kwargs)
43     @property
44     def Hc(self):
45         return float(self.h/2.0)
46     @property
47     def Lc(self):
48         if self.trans:
49             return self.p
50         else:
51             return self.pl
52     @property
53     def Wc(self):
54         if self.trans:
55             return self.pl
56         else:
57             return self.p
58     @property
59     def Ac(self):
60         if self.trans :
61             return self.pl/2*(self.h-self.g)
62         else:
63             return (self.p-2*self.g)*(self.h-self.g)
64     @property
65     def Af(self):
66         return 2*self.pl*(2*self.Hc-self.g)
67     @property
68     def Ab(self):
69         return (self.p-2*self.g)*self.pl
70     @property
71     def At(self):
72         return self.Af+self.Ab

```

În listingul 2 clasa *iStruct* calculează informațiile geometrice necesare pentru tot răcitorul

listing 3 Calculul răcitorului

```

118 class Rpuu(object):
119
120     __slots__=('_nume','_lung','_lat','_nc','_nr','_nt','_no','_exc',
121              '_acc','_atc','_acr','_atr','_exch','_strc',
122              '_strr','_gpd','_condAl','_ap','_afrc','_afrr',
123              '_nuc','_nur','_fc','_fr','_fldc','_fldr')
124
125     def __init__(self, **kwargs):
126
127         self._nume = str(kwargs.pop('Nume','NoName'))
128         self._lung = float(kwargs.pop('Lungime',0))
129         self._lat = float(kwargs.pop('Latime',0))
130         self._no = int(kwargs.pop('Nr',0))
131         self._exch = bool(kwargs.pop('Exc',False))
132         self._strc = iStruct(**kwargs.pop('Strc',{ 'h':2.5,'p':5.0,'pl':1.6,'g
133 ':0.2}))
134         self._strr = iStruct(**kwargs.pop('Strr',{ 'h':2.5,'p':5.0,'pl':1.6,'g
135 ':0.2}))
136         self._gpd = float(kwargs.pop('gpd',0.6))
137         self._condAl=float(205.0) #W/m.K
138         self._fldc = kwargs.pop('fldc',Apa())
139         self._fldr = kwargs.pop('fldr',Apa())
140         self._nuc = kwargs.pop('nuc',None)
141         self._nur = kwargs.pop('nur',None)
142         self._fc = kwargs.pop('fc',None)
143         self._fr = kwargs.pop('fr',None)
144
145         return super().__init__(**kwargs)
146
147     def CalculateGeo(self):
148         """
149         nL,ncW = np.round((self.Lungime/self._strc.Lc,self.Latime/self._strc
150 .Wc))
151         nrL,nrW = np.round((self.Lungime/self._strr.Lc,self.Latime/self._strr
152 .Wc))
153
154         self._acc = ncW*self._strc.Ac*1e-6
155         self._atc = nL*ncW*self._strc.At*1e-6
156         self._afrc = ncW*self._strc.Afr*1e-6
157         self._afrr = ncW*self._strr.Afr*1e-6
158
159         self._acr = nrW*self._strr.Ac*1e-6

```

```

155 self._atr = nrL*nrW*self._strr.At*1e-6
156
157     #determinarea numarului de canale pe fiecare parte din numarul total de
canale
158     self._nc,self._nr=(int(self._no/2.0),int(self._no/2.0))
159     if self._no%2!=0:
160         self._nc,self._nr = (self._nc+self._exch,self._nr+(not self._exch))
161
162     self._acc=self._acc*self._nc
163     self._acr= self._acr*self._nr
164
165     #numarul de unitati termice este egal cu dublul numarului minim de canal
e
166     #observatie -
se ignora jumatatile de canal de la capete care nu participa la schimbul termic
decat intr-o masura mai mica.
167     #??????
168     self._nt = np.min((self._nc,self._nr))*2
169
170
171     #aria totala de schimb termic se calculeaza in functie de numarul de un
itati termice!
172     self._atc = self._nt*self._atc
173     self._atr = self._nt*self._atr
174     self._ap = self._nt*self._lung*self._lat*1.e-
6 #lungimeaxlatimea este suprafata peretelui pe care se face conductia termica!
175 @um.wraps (None, [None, um.m**3/um.s, um.degC, um.degC, um.Pa, um.m**3/um.s, um.degC, um.
degC, um.Pa], True)
176     def Interpret(self,dc,tinc,tiesc,dpc,dr,tinr,tiesr,dpr):
177         fldc = self._fldc
178         fldr = self._fldr
179         mc=dc*fldc.dens(tinc)
180         mr=dr*fldr.dens(tinr)
181         tmc,tmr=(tinc+tiesc)/2.,(tinr+tiesr)/2.
182         Cc=mc*fldc.cp(tmc)
183         Cr=mr*fldr.cp(tmr)
184         mmin=np.minimum(Cc,Cr)
185         mmax=np.maximum(Cc,Cr)
186         mu = mmin/mmax
187         dtc,dtr=(np.abs(tinc-tiesc),np.abs(tinr-tiesr))

```

```

188
189         Qc = Cc*dtc
190         Qr = Cr*dtr
191         Q = (Qc+Qr)/2.
192
193         #am modificat eps sa se calculeze dupa Q mediu si nu dupa dtmin ceea ce dat
ea rezultate un pic ciudate -fluxul mediu era egal cu fluxul pe mmin.
194         eps = Q/(mmin*dtin)
195
196         #ecuatia calculeaza ntu dupa prima formula pentru mu<1 si dupa a doua cand
mu==1
197         #obs pentru cazul in care mu=1 atunci mu-
1 =0 care apare la munitor in prima parte
198         #pentru a evita o impartire la zero am introdus mu*(mu<1) care ar trebui s
a dea zero
199         #in cazul in care mu==1
200         ntu = (mu<1)*(1/(mu*(mu<1)-1)*unp.log((eps-1)/(eps*mu-1)))+(mu==1)*eps/(1-
eps)
201         ka=ntu*mmin
202         vc,vr = dc/self._acc,dr/self._acr
203         mvc,mvr = mc/self._acc,mr/self._acr
204         Rec = mvc*self._strc.Dh*1e-3/fldc.vasc(tmc)
205         Rer = mvr*self._strr.Dh*1e-3/fldr.vasc(tmr)
206
207         #fc = 2*dpc*self._strc.Dh/(fld.dens(tmc)*vc**2*self.Lungime)
208         #fr = 2*dpr*self._strr.Dh/(fld.dens(tmr)*vr**2*self.Lungime)
209         def frict(dp,mv,sigma,Ac,At,rhoi,rhoo,rhom):
210             return rhom/rhoi*Ac/At*(2*dp*rhoi/mv**2-(1+sigma**2)*(rhoi/rhoo-1))
211
212         fc = frict(dpc,mvc,self._strc.sigma,self._acc,self._atc,fldc.dens(tinc),fld
c.dens(tiesc),fldc.dens(tmc))
213         fr = frict(dpr,mvr,self._strr.sigma,self._acr,self._atr,fldr.dens(tinr),fld
r.dens(tiesr),fldr.dens(tmc))
214
215         return dict(
216             Q=Q,
217             Qc=Qc,vc=vc,mvc=mvc,tinc=tinc,tiesc=tiesc,dpc=dpc,Rec=Rec,Prc=fldc.Pr(t
mc),lc=fldc.cond(tmc),fc=fc,
218             Qr=Qr,vr=vr,mvr=mvr,tinr=tinr,tiesr=tiesr,dpr=dpr,Rer=Rer,Prr=fldr.Pr(t
mr),lr=fldr.cond(tmr),fr=fr,
219             kA=ka
220         )
221

```

```

222 @um.wraps(None, [None, um.m**3/um.s, um.degC, um.degC, um.Pa, um.m**3/um.s, um.degC,
um.degC, um.Pa], True)
223     def InterpretM(self, dc, tinc, tiesc, dpc, dr, tinr, tiesr, dpr):
224         fldc = self._fldc
225         fldr = self._fldr
226
227         mc=dc*fldc.dens(tinc)
228         mr=dr*fldr.dens(tinr)
229         tmc, tmr=(tinc+tiesc)/2., (tinr+tiesr)/2.
230
231         Cc=mc*fldc.cp(tmc)
232         Cr=mr*fldr.cp(tmr)
233
234         mmin=np.minimum(Cc, Cr)
235         mmax=np.maximum(Cc, Cr)
236         mu = mmin/mmax
237         dtc, dtr=(np.abs(tinc-tiesc), np.abs(tinr-tiesr))
238
239         dtmin = dtc*(Cc==mmin)+dtr*(Cr==mmin)
240         dtin = np.abs(tinc-tinr)
241
242         Qc = Cc*dtc
243         Qr = Cr*dtr
244         Q = (Qc+Qr)/2.
245
246         eps = Q/(mmin*dtin)
247
248         ntu = (mu<1)*(1/(mu*(mu<1)-1)*unp.log((eps-1)/(eps*mu-
1)))+(mu==1)*eps/(1-eps)
249         ka=ntu*mmin
250         vc, vr = dc/self._acc, dr/self._acr
251         mvc, mvr = mc/self._acc, mr/self._acr
252         Rec = mvc*self._strc.dh_m*1e-3/fldc.vasc(tmc)
253         Rer = mvr*self._strr.dh_m*1e-3/fldr.vasc(tmr)
254
255         def frictM(vit, rho_m, dp, dh, L):
256             return dh/(4*L)*(2*dp/(rho_m*vit**2))
257
258         fc = frictM(vc, fldc.dens(tmc), dpc, self._strc.dh_m, self.Lungime)
259         fr = frictM(vr, fldr.dens(tmr), dpr, self._strr.dh_m, self.Lungime)
260     return dict(
261         Q=Q,
262         Qc=Qc, vc=vc, mvc=mvc, tinc=tinc, tiesc=tiesc, dpc=dpc, Rec=Rec, Prc=fld
c.Pr(tmc), lc=fldc.cond(tmc), fc=fc,
263         Or=Or, vr=vr, mvr=mvr, tinr=tinr, tiesr=tiesr, dpr=dpr, Rer=Rer, Prr=fld

```

```

267 def kA(self, rec, prc, lc, rer, prr, lr, nucf=None, nurf=None, fpCalc=None):
268
269     if fpCalc:
270         fpc = fpCalc(self._strc, 1)[0].n
271         fpr = fpCalc(self._strr, 1)[0].n
272     else:
273         fpc = self._strc.p/self._strc.Dh
274         fpr = self._strr.p/self._strr.Dh
275
276     if nucf:
277         alphac = lc/self.Dhc*nucf(fpc, rec, prc)
278     elif self.Nuc:
279         alphac = lc/self.Dhc*self.Nuc(fpc, rec, prc)
280     else:
281         alphac = 1.
282     if nurf:
283         alphas = lr/self.Dhr*nurf(fpr, rer, prr)
284     elif self.Nur:
285         alphas = lr/self.Dhr*self.Nur(fpr, rer, prr)
286     else:
287         alphas = 1.
288
289     return (1./(alphac*self.Atc)+self.invKA1+1./(alphas*self.Atr))**(-1)
290
291 def kAs(self, rec, prc, lc, rer, prr, lr, nucf, nurf, fsCalc):
292
293     alphac=lc/self.Dhc*nucf(fsCalc[0](self._strc), rec, prc)
294     alphas=lc/self.Dhr*nurf(fsCalc[1](self._strr), rer, prc)
295     return (1./(alphac*self.Atc)+self.invKA1+1./(alphas*self.Atr))**(-1)
296 @um.wraps([um.W, um.m**3/um.s, um.degC, um.Pa, um.m**3/um.s, um.degC, um.Pa], [None, um.
m**3/um.s, um.degC, um.m**3/um.s, um.degC], True)
297 def Calculate(self, dc, tinc, dr, tinr):
298     fldc = self._fldc
299     fldr = self._fldr
300
301     ind=0
302     tiesc, tiesr=tinc, tinr
303     while(True):
304         mc=dc*fldc.dens(tinc)
305         mr=dr*fldr.dens(tinr)
306         tmc, tmr=(tinc+tiesc)/2., (tinr+tiesr)/2.
307
308         Cc=mc*fldc.cp(tmc)
309         Cr=mr*fldr.cp(tmr)
310

```

```

315         vc,vr = dc/self._acc,dr/self._acr
316         mvc,mvr = mc/self._acc,mr/self._acr
317         Rec = mvc*self._strc.Dh*1e-3/fldc.vasc(tmc)
318         Rer = mvr*self._strr.Dh*1e-3/fldr.vasc(tmr)
319
320         kA = self.kA(Rec,fldc.Pr(tmc),fldc.cond(tmc),Rer,fldr.Pr(tmc),fldr.cond
(tmc))
321
322         ntu = kA/mmin
323         eps = (mu<1)*(1-unp.exp(-ntu*(1-mu)))/(1-(mu<1)*mu*unp.exp(-ntu*(1-
mu)))+(mu==1)*(ntu/(1+ntu))
324
325         Q = eps*mmin*(tinc-tinr)
326
327         ctiesc=tinc-Q/Cc
328         ctiesr=tinr+Q/Cr
329
330         if np.all(np.abs((tiesc-ctiesc)/tiesc)<1.0e-
1) and np.all(np.abs((tiesr-ctiesr)/tiesr)<1.0e-1):
331             break
332         if ind>100:
333             break
334
335         ind+=1
336         tiesc=ctiesc
337         tiesr=ctiesr
338
339         #caderea de presiune
340
341         fc = self.fc(self._strc.fp,Rec)
342         fr = self.fr(self._strr.fp,Rer)
343
344         dpc = mvc**2/(2*fldc.dens(tinc))*(fc*fldc.dens(tmc)/fldc.dens(tinc)*self.At
c/self.Acc+(1+self._strc.sigma**2)*(fldc.dens(tinc)/fldc.dens(tiesc)-1))
345         dpr = mvr**2/(2*fldr.dens(tinr))*(fr*fldr.dens(tmr)/fldr.dens(tinr)*self.At
r/self.Acr+(1+self._strr.sigma**2)*(fldr.dens(tinr)/fldr.dens(tiesr)-1))
346
347         return Q, dc, tiesc, dpc, dr, tiesr, dpr, Rec, Rer
348

```



```

349     @um.wraps([um.W, um.m**3/um.s, um.degC, um.Pa, um.m**3/um.s, um.degC, um.Pa],
[None, um.m**3/um.s, um.degC, um.m**3/um.s, um.degC], True)
350     def CalculateM(self, dc, tinc, dr, tinr):
351         fldc = self._fldc
352         fldr = self._fldr
353
354         ind=0
355         tiesc, tiesr=tinc, tinr
356         while(True):
357             mc=dc*fldc.dens(tinc)
358             mr=dr*fldr.dens(tinr)
359             tmc, tmr=(tinc+tiesc)/2., (tinr+tiesr)/2.
360
361             Cc=mc*fldc.cp(tmc)
362             Cr=mr*fldr.cp(tmr)
363
364             mmin=np.minimum(Cc, Cr)
365             mmax=np.maximum(Cc, Cr)
366             mu = mmin/mmax
367
368             vc, vr = dc/self._acc, dr/self._acr
369             mvc, mvr = mc/self._acc, mr/self._acr
370             Rec = mvc*self._strc.Dh*1e-3/fldc.vasc(tmc)
371             Rer = mvr*self._strr.Dh*1e-3/fldr.vasc(tmr)
372
373             kA = self.kA(Rec, fldc.Pr(tmc), fldc.cond(tmc), Rer, fldr.Pr(tmc), f
ldr.cond(tmc))
374
375             ntu = kA/mmin
376             eps = (mu<1)*(1- $\text{unp.exp}(-\text{ntu}*(1-\mu))$ )/(1-(mu<1)*mu* $\text{unp.exp}(-\text{ntu}*(1-\mu))$ )+(mu==1)*(ntu/(1+ntu))
377
378             Q = eps*mmin*(tinc-tinr)
379
380             ctiesc=tinc-Q/Cc
381             ctiesr=tinr+Q/Cr
382
383             if np.all(np.abs((tiesc-ctiesc)/tiesc)<1.0e-
1) and np.all(np.abs((tiesr-ctiesr)/tiesr)<1.0e-1):
384                 break
385             if ind>100:
386                 break
387

```

Bibliografie

- [1] 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.
- [2] 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 internațională*, 2005.
- [3] M. Nagi, P. Ilieș, and M. Vlad, "Plates oil coolers with counterflow pattern," in *MVM04-B13*, 2004.
- [4] P. Ilies, V. Martian, and M. Nagi, "SOLUTII CONSTRUCTIVE MODERNE DE SCHIMBATOARE DE CALDURA COMPACTE DIN ALUMINIU," in *ACME Iași*, 2004.
- [5] P. Ilies, M. Vlad, and M. Nagi, "Solutii constructive moderne de schimbatoare de caldura compacte din aluminiu," in *Conf Termo, ed XV cu part.internațională*, 2005.
- [6] 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.
- [7] P. Ilieș, V. Marțian, and M. Nagi, "EXPERIMENTAL RESEARCH ON SHELL CONSTRUCTION OIL COOLERS," in *MVT*, 2006, p. 9.
- [8] 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.
- [9] P. Ilieș, "Contribuții la studiul și cercetarea schimbătoarelor de căldură compacte, din aluminiu, cu nervuri ondulate," Politehnica Timișoara, 2010.
- [10] M. Nagi, Ilieș, Paul, and V. Marțian, **S. Albețel**, *Proiectarea și încercarea schimbătoarelor de căldură*. Mitron Timișoara, 2005.
- [11] 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.
- [12] M. Nagi, P. Ilieș, and M. Vlad, "Compact Heat Exchangers manufactured At RAAL Bistrita Romania," in *University of Russe "Angel Kanchev" Vol 46.*, 2007.
- [13] V. Marțian, **S. Albețel**, and M. Nagi, "Numerical Study of Corrugation Amplitude Influence of a Wavy Fin in Overall Performance of a Compact Heat Exchanger."

- [14] **S. Albetel**, 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.
- [15] V. Marțian, M. Nagi, **S. Albetel**, 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.
- [16] 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.
- [17] V. Marțian, **S. Albetel**, 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.
- [18] 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.
- [19] 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.
- [20] 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.
- [21] S. W. Churchill, *Viscous Flows. The Practical Use of Theory*. Butterworth, 1988.
- [22] H. Theil and M. Nagi, "Protocol privind încercarea schimbătoarelor de căldură pe standul de probă. Contract IPT 160/83," Timișoara, 1983.
- [23] 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.
- [24] 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.
- [25] 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.
- [26] 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.
- [27] 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.

- [28] 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.
- [29] 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.
- [30] H. Peng, X. Ling, and J. Li, "Performance investigation of an innovative offset strip fin arrays in compact heat exchangers," *Energy Convers. Manag.*, vol. 80, pp. 287–297, 2014.
- [31] R. Chennu, "Steady state and transient analysis of compact plate-fin heat exchanger fins for generation of design data using CFD," *Int. J. Numer. Methods Heat Fluid Flow*, vol. 26, no. 2, pp. 440–460, Mar. 2016.
- [32] Y. Yang, Y. Li, B. Si, J. Zheng, and R. Kang, "Analysis of the Fin Performance of Offset Strip Fins Used in Plate-Fin Heat Exchangers," *J. Heat Transfer*, vol. 138, no. 10, p. 101801, Jun. 2016.
- [33] S. Hu and K. E. Herold, "Prandtl number effect on offset fin heat exchanger performance: predictive model for heat transfer and pressure drop," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 38, no. 6, pp. 1043–1051, 1995.
- [34] N. Zhao, J. Yang, S. Li, and Q. Wang, "Numerical investigation of laminar thermal-hydraulic performance of Al₂O₃-water nanofluids in offset strip fins channel," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 75, pp. 42–51, 2016.
- [35] L. Guo, J. Chen, F. Qin, Z. Chen, and W. Zhang, "Empirical correlations for lubricant side heat transfer and friction characteristics of the HPD type steel offset strip fins," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 35, no. 3, pp. 251–262, 2008.
- [36] L. Guo, F. Qin, J. Chen, and Z. Chen, "Lubricant side thermal-hydraulic characteristics of steel offset strip fins with different flow angles," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 28, no. 8–9, pp. 907–914, 2008.
- [37] H. Peng and X. Ling, "Analysis of heat transfer and flow characteristics over serrated fins with different flow directions," *Energy Convers. Manag.*, vol. 52, no. 2, pp. 826–835, 2011.
- [38] J. Li, H. Peng, and X. Ling, "Numerical study and experimental verification of transverse direction type serrated fins and field synergy principle analysis," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 54, no. 1, pp. 328–335, 2013.
- [39] 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.
- [40] K. M. Stone, "Review of Literature on Heat Transfer Enhancement in Compact Heat Exchangers," *Air Cond. Refrig. Cent.*, vol. 61801, no. August, 1996.

- [41] 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.
- [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, pp. 893–900, 1992.
- [43] 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.
- [44] 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.
- [45] 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.
- [46] 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.
- [47] 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.
- [48] 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.
- [49] A. Vaisi, M. Esmailpour, 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.
- [50] 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.
- [51] 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.
- [52] Y.-L. He, P. Chu, W.-Q. Tao, Y.-W. Zhang, and T. Xie, "Analysis of heat transfer and pressure drop for fin-and-tube heat exchangers with rectangular winglet-type vortex generators," *Appl. Therm. Eng.*, Mar. 2012.
- [53] 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.
- [54] 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.

- [55] M. Bouaziz, S. Kessentini, and S. Turki, "Numerical prediction of flow and heat transfer of power-law fluids in a plane channel with a built-in heated square cylinder," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 53, no. 23–24, pp. 5420–5429, Nov. 2010.
- [56] 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.
- [57] 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.
- [58] 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.
- [59] 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.
- [60] Y.-L. He and Y. Zhang, "Advances and Outlooks of Heat Transfer Enhancement by Longitudinal Vortex Generators," in *null*, vol. 44, no. null, Elsevier, 2012, pp. 119–185.
- [61] F. Jing, E. Kanso, and P. K. Newton, "Insights into symmetric and asymmetric vortex mergers using the core growth model," *Phys. Fluids*, vol. 24, no. 7, p. 073101, 2012.
- [62] 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.
- [63] 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.
- [64] S. Alahyari Beig, E. Mirzakhilili, and F. Kowsari, "Investigation of optimal position of a vortex generator in a blocked channel for heat transfer enhancement of electronic chips," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 54, no. 19–20, pp. 4317–4324, Sep. 2011.
- [65] 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.

- [66] 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.
- [67] M. Meis, F. Varas, a. Velázquez, and J. M. Vega, "Heat transfer enhancement in micro-channels caused by vortex promoters," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 53, no. 1–3, pp. 29–40, Jan. 2010.
- [68] J. Wen, K. Li, C. Wang, X. Zhang, and S. Wang, "Optimization investigation on configuration parameters of sine wavy fin in plate-fin heat exchanger based on fluid structure interaction analysis," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 131, pp. 385–402, 2019.
- [69] N. A. A. Qasem and S. M. Zubair, "Generalized air-side friction and heat transfer correlations for wavy-fin compact heat exchangers," *Int. J. Refrig.*, vol. 97, pp. 21–30, 2019.
- [70] 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.
- [71] L. Xiao, T. Wu, S. Feng, X. Du, and L. Yang, "Experimental study on heat transfer enhancement of wavy finned flat tubes by water spray cooling," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 110, pp. 383–392, 2017.
- [72] G. W. Kim, H. M. Lim, and G. H. Rhee, "Numerical studies of heat transfer enhancement by cross-cut flow control in wavy fin heat exchangers," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 96, pp. 110–117, 2016.
- [73] 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.
- [74] M. Khoshvaght-Aliabadi, F. Hormozi, and A. Zamzamian, "Experimental analysis of thermal-hydraulic performance of copper-water nanofluid flow in different plate-fin channels," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 52, pp. 248–258, 2014.
- [75] 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.
- [76] C.-C. Wang, J.-S. Liaw, and B.-C. Yang, "Airside performance of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers – data with larger diameter tube," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 54, no. 5–6, pp. 1024–1029, Feb. 2011.
- [77] 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.
- [78] 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.
- [79] 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.
- [80] 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.
- [81] 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.
- [82] 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.
- [83] 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.
- [84] 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.
- [85] 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.
- [86] 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.
- [87] M. Nagi, I. Dănilă, I. Laza, L. Mihon, and D. Ostoia, *Schimbătoare de căldură Vol I*. Timișoara: Ed. Mirton, 2006.
- [88] M. Nagi, I. Laza, and L. Mihon, *Schimbătoare de căldură Vol. II*. Timișoara: Editura Mirton, 2007.
- [89] F. P. Incropera, D. P. DeWitt, T. L. Bergman, and A. S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 6th ed. Wiley & sons, 2006.
- [90] D. M. Smith, "Mean Temperature Difference in Cross Flow," *Engineering*, vol. 183, pp. 479–481, 1931.
- [91] 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.

- [92] W. Kays and A. London, *Compact heat exchangers*, Third ed. New York: McGraw-Hill, 1984.
- [93] P. T. Boggs, R. H. Byrd, and R. B. Schnabel, "A Stable and Efficient Algorithm for Nonlinear Orthogonal Distance Regression," *SIAM J. Sci. Stat. Comput.*, vol. 8, no. 6, pp. 1052–1078, 1987.
- [94] T. E. Oliphant, "Python for Scientific Computing," *Comput. Sci. Eng.*, vol. 9, no. 3, pp. 10–20, 2007.
- [95] K. J. Millman and M. Aivazis, "Python for Scientists and Engineers," *Comput. Sci. Eng.*, vol. 13, no. 2, pp. 9–12, Mar. 2011.
- [96] M. A. Mueller *et al.*, "ASHARE standard Engineering Analysis of Experimental Data," 2004.
- [97] M. Tion, *Prelucrarea statistică și informațională a datelor de măsură*. București: Editura Tehnica, 1976.
- [98] **S. Albetel**, 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.
- [99] 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.
- [100] 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.
- [101] "SciPy v0.14.0 Reference Guide." [Online]. Available: <http://docs.scipy.org/doc/scipy/reference/generated/scipy.stats.t.html>. [Accessed: 21-Jun-2014].
- [102] 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.