

INSTITUTUL POLITEHNIC „TRAIAN VUIA”
TIMISOARA
FACULTATEA DE MECANICA

Ing. ERICH SCHNABEL

CONTRIBUTII TEORETICE SI EXPERIMENTALE LA
REALIZAREA SCHIMBATOARELOR DE CALDURA
CU GEOMETRIE VARIABILA, DIN ALUMINIU

TEZA PENTRU OBTINEREA TITLULUI STIINTIFIC DE DOCTOR INGINER

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

CONDUCATOR STIINTIFIC
Prof. dr. ing. CORNEL UNGUREANU

- 1980 -

INSTITUTUL POLITEHNIC TIMIȘOARA
BIBLIOTECA CENTRALA
Volumul Nr. _____
Dulap _____

P R E F Ă T A

Lucrarea "CONTRIBUTII TEORETICE SI EXPERIMENTALE LA REALIZAREA SCHIMBATOARELOR DE CALDURA CU GEOMETRIE VARIABILA DIN ALUMINIU", a putut fi realizată datorită legăturii organice dintre cercetare și producție; de integrare a cercetării în producție.

Vechi tradiții de colaborare științifică leagă Catedra de Termotehnică și Mașini Termice din Institutul Politehnic "Traian Vuia", Timișoara, de Întreprinderea de Radiatoare și Cabluri din Brașov.

Activitatea de cercetare a catedrei, precum și direcțiile ei de desfășurare au creat un climat favorabil abordării unor vaste teme cu caracter termic, ce se cereau rezolvate în procesul de producție, în vederea echipării cu schimbătoare de căldură a motoarelor termice realizate în țara noastră. Colectiv puternic, cu temeinice cunoștințe de specialitate, cadrele Institutului Politehnic Timișoara, s-au remarcat prin importante contribuții aduse în asimilarea de către Întreprinderea de Radiatoare Brașov, a peste 40 tipuri de schimbătoare, materializând prin contractele de colaborare științifică încheiate, dezvoltarea acestei ramuri industriale din țara noastră.

Evoluția fabricației de schimbătoare de căldură în Întreprinderea de Radiatoare Brașov, este prezentată în diagrama din figura 1, iar tipurile de schimbătoare executate în prezent depășesc cifra de 140 .

Prezenta lucrare a fost realizată după un îndelung studiu al problemelor de cercetare, concepție, tehnologie, fabricație și exploatare, punctată cu numeroase elemente de nouitate brevetate în țară și străinătate, parte din acestea pre-

-scutate de autor prin comunicări științifice [3] [99] [100] [112] [113]

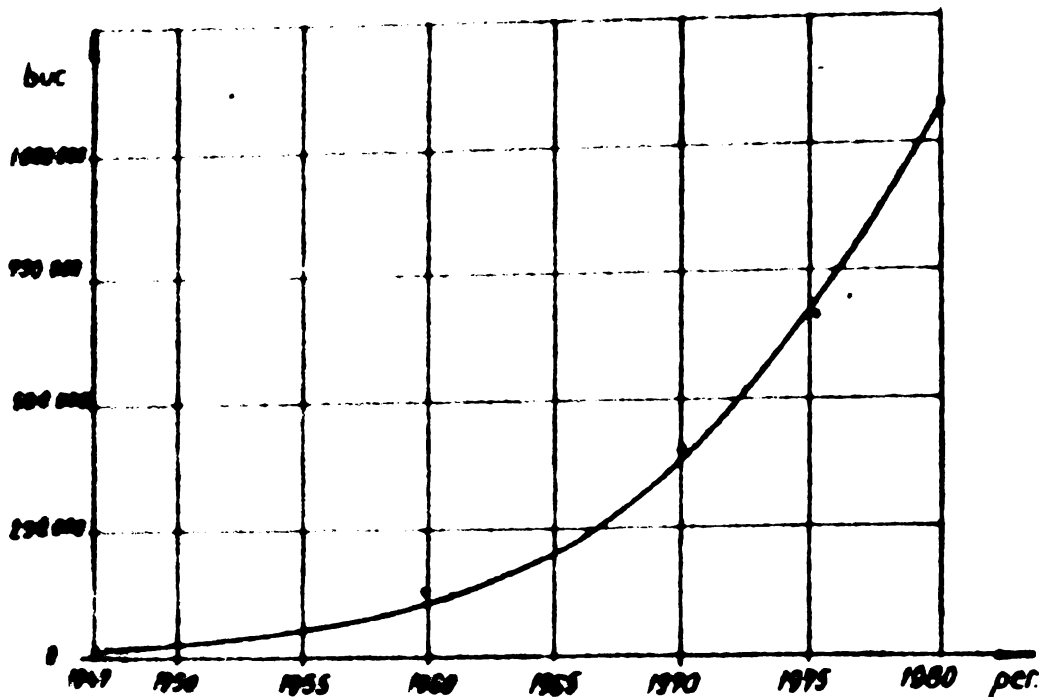


Figura 1 Dinamica fabricației schimbătoarelor de căldură la Intreprinderea de Radiatoare.

Studiul realizat s-a născut din necesitatea firească de economisire și reducere a consumurilor de materii și materiale, de sporire la maximum a randamentelor aparatelor termice.

Inițiată de conducerea de Partid și de Stat, acțiunea amplă de reducere a consumurilor de metale se desfășoară în toate sectoarele industriale, găsiind o largă aplicare și în prezenta temă.

Soluțiile rezultate din prezenta lucrare, au adus Intreprinderii de Radiatoare Brasov, economii la consumul de metale neferoase în valoare de 12,2 milioane lei în anul 1978, de 22,4 milioane lei în 1979 și prin extinderea aplicării la circa 30 milioane lei în cursul anului 1980, fără a se lua în considerare reducerea fondurilor valutare pentru importul de cupru.

Prefațarea lucrării nu poate fi încheiată fără a-mi exprima mulțumirile călduroase aduse cadrelor didactice tov. profesor univer-

sitar emerit doctor docent inginer (+) Ion Vlădea și tovarășului profesor universitar doctor inginer Cornel Ungureanu, care în calitate de conducători științifici au călăuzit, îndrumat și urmărit cu multă bunăvoință și competență pregătirea prezentei lucrări; precum și tovarășului profesor universitar emerit doctor inginer Victor Hoffmann, profesor universitar doctor inginer Helemuth Theil și tovarășului conferențiar universitar doctor inginer Ioan Bejan, dr.ing Dan Barozzi etc.pentru sfaturile și sugestiile date.

CAPITOLUL 1^o INTRODUCERE

I.1. ROLUL SCHIMBATOARELOR DE CALDURA

Schimbătoarele de căldură sînt aparatele cele mai răspîndite în instalațiile termice, realizînd transferul de căldură în diferite procese și dintre diferite medii

Avînd în vedere că de comportarea acestora depinde comportarea întregului agregat, ele influențînd în majoritatea cazurilor, randamentul instalației, trebuie să asigure parametrii termici cît mai ridicați, la un înalt nivel de fiabilitate în exploatare.

Bineînțeles că în aprecierea generală a unui schimbător de căldură intervin și mulți alți factori din care nu lipsesc costurile de fabricație precum și volumul aparatelor în funcție de instalația pe care acestea se montează. Astfel, dacă la instalațiile fixe mărimea volumului ocupat de schimbător nu este un factor determinant, la instalațiile mobile, realizarea unor aparate compacte, cu suprafețe încălzitoare de mare eficacitate, într-un volum cît mai redus, reprezintă o condiție esențială în construcția acestor schimbătoare.

Schimbătoarele de căldură cele mai răspîndite sînt cele de tip tubular, cu circulația unuia dintre fluide prin interiorul unei țevi, fascicul de țevi sau tuburi, avînd în general profilul celor din figura 1.1, iar a celuilalt fluid prin exteriorul țevilor (tuburilor).

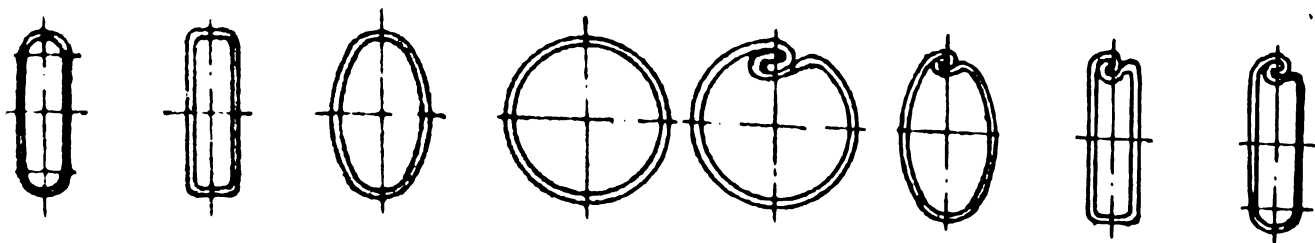


Fig.1.1. Profile uzuale de țevi (tuburi) din fabricația curentă de schimbătoare termice.

Vehicularea fluidică (cald sau rece), prin interiorul țevilor (tuburilor), și a celui de al doilea prin exteriorul lor, depinde de factori diverși, cum ar fi: coeficienții de transfer de căldură ai celor doi agenți, posibilitățile de majorare a transferului de căldură, geometria constructivă, fiabilitatea înaltă, exploatarea și întreținerea ușoară etc.

Schimbătoarele de căldură tubulare compacte tratate în prezenta lucrare sînt schematic reprezentate în fig.1.2 și acoperă o gamă largă a construcțiilor din actuala concepție de fabricație.

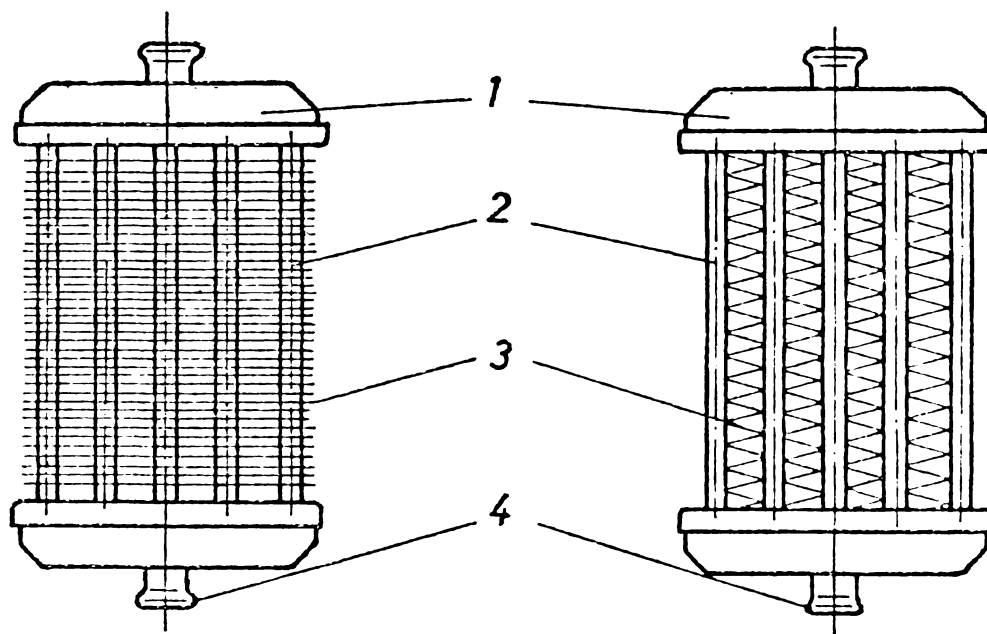


Fig.1.2. Schimbătoare de căldură tubulare compacte.

Schimbătoarele de căldură compacte fig.1.2 constau în general din două bazine colectoare (1) din tuburi plate, ovale sau cilindrice (2) din aripioare de răcire de diferite geometrii și materiale (3) precum și de guri de umplere și evacuare (4).

Cele două fluide, dintre care unul circulă prin interiorul țevilor iar celălalt prin exteriorul acestora, pot fi dirijate în echicurent, contracurent sau încrucișat.

Din formele simple de mai sus s-au dezvoltat diferite construcții complexe asigurând crearea condițiilor realizării

unor performanțe optime.

Până în urmă cu două decenii, schimbătoarele de căldură se construiau numai din fascicule de țevi cilindrice cu pereții netezi, deoarece datele cu privire la transferul de căldură și la rezistența hidraulică erau suficient de exacte în acea perioadă pentru a avea certitudinea realizării performanțelor impuse la proiectare și cu o tehnologie de fabricație relativ simplă [1].

Necesitatea realizării unor schimbătoare de căldură cu volum cât mai mic și din materiale cât mai ieftine, a impus găsirea unor metode de ridicare a performanțelor, inițind în același timp efectuarea de cercetări, pentru a furniza date cât mai certe pentru proiectare. Din cauza numeroșilor factori care influențează transferul de căldură, precum și a celor care caracterizează comportarea acestora, problema schimbătoarelor de căldură nu și-a găsit încă o rezolvare teoretică; diversitatea tipurilor și formelor de schimbătoare compacte impune cercetări particulare, cu posibilități foarte reduse de generalizare [2].

Literatura de specialitate, cu tot numărul mare de tratate, dă încă date destul de sumare în această direcție și de obicei pentru aparate în general învechite. Deși ultimul deceniu se remarcă prin apariția unor construcții noi, cercetările în legătură cu acestea nu sînt încă publicate, performanțele acestora fiind menționate doar în prospectele firmelor constructoare și bineînțeles numai sub aspect comercial.

1.2. CONDITII IMPUSE

1.2.1. GABARIT

În majoritatea cazurilor gabaritul unui schimbător

de căldură condiționat de gabaritul instalației pe care se montează. Acest fapt impune uneori adoptarea unor soluții constructive nu tocmai economice, urmărindu-se doar obținerea unui transfer de căldură corespunzător. În această situație când se impun gabarite mici și schimburi termice înalte, trebuie utilizate metale cu o înaltă conductivitate; în speță cuprul, care este deficitar și scump și care ridică mult costurile produsului și ale instalației pe care se montează. Gabaritul reprezintă pentru constructorul de schimbătoare elementul cel mai dificil, nepermițându-i în general să îndeplinească armonios criteriul de necesitate cu cel de economicitate. Tocmai acest impediment a fost înlăturat de autor printr-un îndelungat studiu, pe diferite module precum și prin realizarea unor corpuri de răcire cu o geometrie variabilă.

Problema constă în a găsi pentru metalul cu o conductivitate mai scăzută și deci mai ieftin, o geometrie a corpului de schimbător, pe care am denumit-o variabilă; în măsură să asigure în cadrul aceluiași gabarit, un schimb termic cel puțin echivalent, sau mai mare cu al metalului, cu o mai mare conductivitate și deci mai scump.

Astfel de schimbătoare au fost studiate, realizate testate și brevetate de autor [3][112][113] cu o eficiență economică evidentă.

Rezultatele obținute de schimbătoarele din aluminiu cu geometrie variabilă, au fost pe deplin confirmate de Institutele de specialitate ICPAT, CCSITA Brașov, INMT și ICEMENERG București și ICPIAF Cluj-Napoca precum și în exploatare de beneficiari [4]. Până în prezent s-au omologat șapte astfel de tipuri de schimbătoare, urmînd ca din trimestrul IV/1980 ele să intre treptat în fabricația de serie a

Intreprinderii de Radiatoare Braşov.

1.2.2. GREUTATEA

Este cel de-al doilea parametru contraversat, din cauza scopului pe care îl are de îndeplinit instalația pe care se montează. Astfel, dacă pentru autovehicule (autoturisme, autoutilitare, autocamioane, microbuze, autobuze), motoare aeronautice, motoare pentru locomotive etc. se cer schimbătoare de căldură cât mai ușoare, pentru autotractoare și în special tractoare pe șenile, mașini speciale etc. se cer schimbătoare cât mai grele pentru a contribui la o aderență cât mai bună cu solul.

Dacă la primul tip de schimbătoare se merge pînă la dimensiuni ale aripioarelor de 0,07 mm, ale tuburilor cu pereți de 0,10 - 0,25 mm iar ale bazinelor colectoare între 0,8 - 1 mm; la cel de al doilea tip de schimbătoare, toate dimensiunile corpului de schimbător cresc la maximum iar bazinele colectoare se realizează de obicei din fontă.

Hotărît lucru însă, că toți constructorii de schimbătoare de căldură, caută să rezolve aceste probleme, cât mai economic.

Schimbătorul de căldură din aluminiu, cu geometrie variabilă, se situează pe soluția cea mai economică, fără a diminua calitățile de schimb termic ce i se cer. Fiabilitatea produsului fiind recunoscută, atît de institutele de specialitate, ICPAT, CCSITA, INMT București ICEMENERG etc. cît și de beneficiarii produselor respective.

1.2.3. PREȚUL DE COST

În faza de proiectare și ulterior în exploatarea schimbătoarelor de căldură se ridică o serie de probleme economice care trebuie avute în vedere.

Buna funcționare a acestor agregate, este în mare măsură determinată de agenții de lucru care circulă prin țevi. Alegerea lor trebuie să vizeze mărirea vitezei de circulație, în special pentru fluidul cu coeficientul de schimb superficial cel mai redus, pentru a intensifica transferul de căldură.

Materialele de bază folosite în prezent la fabricarea schimbătoarelor de căldură, sînt în general cuprul și aliajele sale, care reprezintă între 50 - 70 %, din greutatea totală a acestora. Considerența de ordin economic, conturează în ultima vreme tot mai pregnant înlocuirea cuprului cu alte metale mai ieftine, elaborate în țară și care să realizeze aproximativ aceleași caracteristici mecanice și termice.

Proiectarea regimului optim al schimbătorului de căldură, reclamă însă o analiză complexă pentru fundamentarea calculelor tehnico - economice comparative, cu scopul de a asigura cele mai potrivite variante pentru scopul urmărit.

Regimul termic trebuie să asigure procesul tehnologic reclamat, productivitatea acestuia, indicii calitativi, o siguranță în exploatare și un consum minim de căldură.

Regimul termic și tehnologic trebuie să fie într-o strînsă interdependență.

Schimbătoarele de căldură se supun și unor analize periodice, stabilindu-se bilanțul lor termic pentru a cunoaște abaterile de la regimul termic optim și măsurile ce se impun. Pentru acestea se colectează o serie de parametri termodinamici, în măsură să ofere posibilitatea analizării complete a regimului instalației.

Condițiile multiple, pe care un schimbător de căldură trebuie să le îndeplinească, dintre care unele contradictorii, fac dificilă alegerea variantei optime. Această selectare se face impunînd anumite condiții principale, care sînt:

saate, care reduce astfel numărul de construcții posibile.

Analiza tehnico - economică, se face pe baza costului instalației, costurile repartindu-se fie la unitatea de energie termică transmisă, fie la unitatea de suprafață, fie la capacitate; funcție de elementele de proiectare, diametrul și lungimea țevilor precum și viteza fluidului.

Pentru determinarea costurilor și respectiv a economiilor, metoda analitică rezultată din însumarea tuturor elementelor componente, rămâne cea mai precisă și este pe larg prezentată de autor, în facheierea lucrării. Costurile comparative din lucrare, via să confirme economicitatea schimbătoarelor de căldură din aluminiu, cu geometrie variabilă.

1.3. PROBLEME ACTUALE IN CONSTRUCTIA SCHIMBATOARE- LOR DE CALDURA.

Despre necesitatea înlocuirii cuprului s-a vorbit în cap.1.2.3. Metalul care să înlocuiască însă calitatea cât mai apropiate de acesta este aluminiul care asigură o conductivitate termică apropiată de aceea a cuprului, este mai ușor și totodată mai ieftin.

Caracteristicile comparative ale cuprului și aluminiului sunt redate în tabela 1.1.

Tabela 1.1

Material	Conductivitate termică (W/mK)	Densitate la 20°C (Kg/ m ³)	Prețuri de cost (\$ / tonă) *
Cupru	375	8.930	2.974,9
Aluminiul 99,5	230	2.700	2.094,2

* După Buletinul de Comerț exterior c (2595) 8.II.1980

Acest lucru a făcut ca indicele de greutate să mărbereze o tendință din ce în ce mai economică.

Penuria actuală a resurselor energetice precum și costurile destul de ridicate ale materialelor din care se realizează schimbătoarele de căldură, au determinat marile firme de profil, să studieze posibilitatea îmbunătățirii raportului de mai sus, concomitent cu înlocuirea materialelor mai scumpe, și deci reducerea costurilor.

Firme ca: ALCOA, General Radiator Corporation și Auto Radiator Corporation din S.U.A.; Tokyo - Radiators și Nissan Motor din Japonia; Marston Radiators și Serck din Anglia; Langerer, Behr; Volvo - Suedia; IPRA - Italia etc. pe plan internațional, precum și Intreprinderea de Radiatoare Brașov pe plan național, și-au axat cercetările pe găsirea unor forme constructive și tehnologice care să permită realizarea dezideratelor de mai sus.

Dacă aluminiul a constituit un factor comun, pentru majoritatea cercetărilor, utilizarea acestuia, ridică încă o serie de probleme.

1.3.1. UTILIZAREA ALUMINIULUI

Pe plan mondial n-au fost încă corespunzător rezolvate în special următoarele probleme:

- îmbunătățirea prin lipire a aluminiului
- menținerea funcționalității produsului finit datorită micropilelor electrice pe care le realizează în contact cu alte metale.
- asigurarea unui schimb termic echivalent la aceleași cote de gabarit.
- eficiența economică și fiabilitatea produselor.

Majoritatea firmelor enumerate mai sus au realizat noi forme constructive și tehnologice care permit utilizarea aluminiului în locul cuprului, dar n-au rezolvat toate problemele enumerate.

Aceste tehnologii și construcții se bazează în general pe brazarea aluminiului, placat cu aliaje binare sau ternare de tip Al-Si sau Al-Si-Mg la care brazarea diferă prin natura mediului în care are loc încălzirea și topirea aliajului. Acestea sînt procedee destul de greoaie și neeconomice pentru fabricația de serie.

Această problemă a fost rezolvată de autor împreună cu un colectiv de tehnicieni din întreprindere, obținându-se performanțe bune de lipire, procedeul fiind ulterior brevetat și medaliat cu Aur la Oberhausen și cu Argint la Brno [5].

Funcționalitatea produsului a fost realizată, demonstrată și testată inițial pe o stație pilot construită de autor în cadrul pregătirii referatelor pentru doctorat, iar ulterior pe o instalație industrială originală pentru producția de serie Brevet R.S.R. [6].

Cea mai complexă problemă însă a constat în obținerea unor module ale corpurilor de răcire din Aluminu, a căror geometrie să asigure schimbul termic echivalent, la același gabarit, concomitent cu reducerea însemnată a cantității de metale neferoase utilizate în fabricația schimbătoarelor de căldură și care a constituit de fapt subiectul prezentei teze de doctorat.

Problema original soluționată, va fi pe larg prezentată în capitolele ce urmează.

- Fiabilitatea produselor a fost demonstrată prin testarea acestora pe instalații experimentale, tunele aerodinamice, standuri de încercări și camere climatice precum și în exploatare.

- Utilizarea curentă în toate cercetările efec-

tuate, a coeficientului de eficiență a lui Glaser, [7] a permis autorului să-și verifice modulele cu construcțiile similare realizate pe plan mondial. A mai permis deasemenea, extinderea cercetărilor și în alte domenii, cum ar fi în Industria frigului unde autorul a realizat în premieră un schimbător de căldură din aluminiu cu geometrie variabilă cît și în industria transporturilor, construcțiilor, energetică, chimică, aeronautică etc.

În prezent autorul și-a extins cercetările și în domeniul utilizării energiei solare, folosind realizările obținute în cercetările geometriilor studiate.

Faptul că în cursul acestui an, s-a trecut la fabricația de serie a schimbătoarelor din aluminiu realizate pe baza acestei teze de doctorat și a faptului că firme străine din Anglia și în perspectivă Suedia au cumpărat licențele fabricației de schimbătoare din aluminiu, confirmă pe deplin originalitatea și economicitatea procedurii, care constituie parte integrantă a prezentei teze.

În total s-au cercetat peste 600 de regimuri de funcționare, în domeniul cărora s-a studiat în special comportarea diferitelor tipuri de module funcție de anumiți parametri.

Datele experimentale, au fost prelucrate pe un calculator electronic digital FELIX CE 30. Coeficienții de convecție a căror calcul impune numeroase iterații și ecuații criteriale au fost prelucrate de autor la centrul de calcul al CITMA Brașov cu calculatorul electronic de tip Felix C 512 în limbaj FORTRAN. Coeficienții de convecție au fost calculați cu o eroare de 1 %, iar ecuațiile criteriale pe baza abaterii medii pătratice.

Rezultatele găsite au fost raportate la cele obținute pentru schimbătoarele clasice din cupru, considerate etalon

sunt pentru caracteristicile termice, cât și pentru cele hidraulice.

Comparând rezultatele proprii, cu cele date în literatură sau prospecte [8][9][10][11][12][13][14][15][16][17][18][19][20][21][22][23][24][25][26][27][28] s-a găsit o bună concordanță între acestea.

Studiind performanțele termice realizate de modulele din aluminiu, autorul ajunge la concluzia că majorarea transferului de căldură se datorește în afara geometriei corpului de răcire și altor factori, cum ar fi: aderența prin lipirea intermoleculară realizată de procedeul original al I.R.C. [5] și a realizării stației pilot. Analizând acești factori, autorul a încercat să dea o explicație fenomenologică procesului convectiv care are loc.

Introducând noțiunea de geometrie variabilă, autorul propune o relație simplă pentru calculul unui asemenea schimbător. Rezultatele găsite de autor pot fi folosite direct în proiectare, indicându-se pentru alte tipuri de aripioare în afara celor studiate metoda generală de calcul.

Metoda concepută precum și standurile de încercări permit să se determine relativ ușor și repede performanțele termice pentru alte geometrii de aripioare și să se stabilească, după un program simplu, ecuațiile criteriale respective.

Lucrarea este împărțită în opt capitole și o anexă.

În capitolele 2 și 3 se tratează desfășurarea transferului de căldură la regimuri de curgere laminară (capitolul 2). Se analizează factorii care influențează asupra acestuia și metodele utilizate sau utilizabile pentru intensificarea lui (capitolul 3). Totodată se tratează în mod critic diferitele procedee utilizate și rezultatele sau formu-

lele găsite de diferiți cercetători.

În capitolul 4 se tratează transferul de căldură la corpurile de răcire formate din țevi (tuburi) și aripioare, se deduc formulele de calcul pentru acestea și se evidențiază mărimile care trebuiesc stabilite experimental.

În capitolul 5 sînt prezentate realizările autorului în construcția schimbătoarelor de căldură din aluminiu. Sînt prezentate etapele de cercetare, procedeul original de îmbinare moleculară prin topire a aluminiului, e prezentată atașia pilot de concepție originală împreună cu instalațiile aferente de pretratare, lipire și instalația de distilare și recuperare a tricloretilenei. În încheierea capitolului sînt date cîteva încercări mecanice și de coroziune la care au fost supuse modulele.

Capitolul 6 prezintă instalațiile experimentale pe care s-au făcut încercările, prezintă modul de prelucrarea datelor experimentale, stabilește ecuațiile criteriale și de similitudine. Face o amplă interpretare a rezultatelor urmată de generalizarea acestora, încheindu-se cu diagrame comparative ridicate cu ajutorul criteriilor de eficiență a lui Glaser [7].

Capitolul 7 tratează contribuții ale autorului în realizarea schimbătoarelor de căldură cu geometrie variabilă și extinderea acestora în echiparea pompelor termice. Se ocupă de extinderea cercetării pe produsele de serie prelucrînd pe calculator în limbaj FORTRAN date comparative pentru schimbătoarele de căldură cu geometrie variabilă pentru tractoare, autoturisme de teren și autoutilitare.

În final se prezintă în două variante schimbătorul optim realizat și concluziile. Capitolul se încheie cu alte realizări ale autorului.

Concluziile generale ale capitolului 8 încheie
studiul efectuat.

Anexa cuprinde tabele cu mărimi măsurate și calcu-
late, scheme, fotografii, listingeri etc.

CAPITOLUL 2^o. CONVECTIA TERMICA

2.1. CONVECTIA TERMICA LA CURGEREA PRIN TEVI IN REGIM LAMINAR.

Convecția termică reprezintă unul dintre cele mai complexe procese termice. După cum este cunoscut, ea depinde de o multitudine de factori: temperaturi ale peretelui și ale fluidului, mărimi caracteristice ale fluidului și legea de variație a acestora în funcție de diferiți parametri fizici și geometrici ai fluidului și ale suprafețelor cu care sînt în contact, forma și starea pereților, condiții hidrodinamice etc. [29]. Datorită numărului mare de factori și condiții în care are loc procesul, transferul de căldură nu poate fi stabilit teoretic, decît în cazuri foarte simple, cu numeroase ipoteze simplificatoare care generează uneori abateri însemnate ale soluțiilor analitice față de rezultatele experimentale [30].

Metoda generală utilizată astăzi pentru studiul schimbului de căldură prin convecție termică, este cea experimentală realizată pe modele, cu exprimarea rezultatelor cu ajutorul relațiilor dintre invarianții caracteristici ai fenomenului.

Pentru regimurile turbulente, sisteme cu entropie ridicată, se pot stabili doar parțial o serie de ecuații diferențiale ale căror eventuale soluții analitice au însă caracter cu totul general și adeseori, numai de interes matematic.

Pentru regimul laminar, sisteme cu entropie mult mai scăzută decît cel precedent, s-au studiat și rezolvat teoretic unele probleme particulare cu admiterea multor ipoteze simplificatoare ca: transferul de căldură de la plăci plane de temperatură constantă [31], [32] și variabilă [33], transferul de căldură către plăci plane la mărimi caracteristice variabile.

le ale fluidului [34] și transferul de căldură la circulația fluidului prin țevi sau tuburi cilindrice [35][36][37][38][39][40].

Pentru elementele schimbătoarelor de căldură cercetate, dintre rezolvările enumerate prezintă un interes deosebit transferul de căldură prin țevi cilindrice sau plate în regim de curgere laminar.

Determinarea teoretică a câmpului de temperatură și a transferului de căldură, au fost studiate de către Graetz [35] și apoi reluate de către Nusselt [36] pentru un fluid incompresibil, care curge într-un regim laminar stabilizat cu viteza medie \bar{w} .

Parametri fluidului s-au presupus independenți de temperatură și în consecință distribuția vitezelor rămâne aceeași în tot lungul curentului. Cu aceste ipoteze, curgerea devine de tip Poiseuille, iar câmpul de viteză va fi dat de ecuația Hagen-Poiseuille:

$$w(r) = 2\bar{w} \left[1 - \left(\frac{r}{R} \right)^2 \right] \quad (2.1)$$

în care viteza medie \bar{w} :

$$\bar{w} = \frac{1}{A} \int w dA = (p_1 - p_2) \frac{R^2}{8\eta l} \quad (2.2)$$

Considerînd că fluidul are la intrare o temperatură t_{f1} uniformă, egală cu temperatura peretelui t_p și că într-o secțiune situată la o distanță „x” de la intrare, temperatura țevii mai mică, sau mai mare decît a fluidului, se menține constantă; s-a calculat variația temperaturii fluidului și schimbul de căldură dintre acesta și țeavă, pentru $x = l$.

Dacă se notează cu $\theta(x, r)$ temperatura fluidului, luînd ca origine temperatura peretelui, se neglijează frecarea, și deci funcția de disipație; ecuația energiei în coordonate polare, pentru un regim staționar, este:

$$W_r \frac{\partial \theta}{\partial r} + W_e \frac{\partial \theta}{\partial e} + W_x \frac{\partial \theta}{\partial x} = a \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial n^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial \theta}{\partial n} + \frac{1}{R^2} \frac{\partial^2 \theta}{\partial e^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} \right) \quad (2.2)$$

In cazul curgerii laminare, $W_r = 0$, $W_e = 0$ iar din motive de simetrie $\partial^2 \theta / \partial e^2 = 0$. Admițînd că schimbul de căldură este foarte mic față de convecție, și deci $\partial^2 \theta / \partial x^2$ poate fi neglijat față de $\partial^2 \theta / \partial n^2$ și se introduce expresia (2.1) în expresia (2.3), ecuația energiei devine:

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial n^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial \theta}{\partial n} = \frac{2\bar{w}}{a} \left[1 - \left(\frac{n}{R} \right)^2 \right] \frac{\partial \theta}{\partial x} \quad (2.4)$$

Condițiile de contur pentru această ecuație sînt:

$$\begin{aligned} x > 0 \quad \text{și} \quad r = R & \quad \theta = 0 \quad (\text{la perete}) \\ x = 0 \quad r < R & \quad \theta = \theta_a \end{aligned}$$

unde θ_a este temperatura de intrare a fluidului față de perete, înaintea liniei de încălzire.

$$(\theta_a = t_p - t_{f1}).$$

După introducerea unei serii de funcții auxiliare, soluția generală a ecuației (2.4) poate fi pusă sub forma:

$$\theta / \theta_a = f \left(\frac{a}{\bar{w}d}, \frac{x}{d}, \frac{n}{R} \right) \quad (2.5)$$

în care $d = 2R$.

Dacă se introduc criteriile Re și Pr :

$$Re = \frac{\bar{w}d}{\nu}, \quad Pr = \frac{\nu}{a}$$

se poate scrie:

$$\theta / \theta_a = f \left(\frac{1}{Re \cdot Pr} \cdot \frac{x}{d}, \frac{n}{R} \right) \quad (2.6)$$

Conform ecuațiilor (2.5) și (2.6) variația relativă a temperaturii raportată la diferența de temperatură a fluidului și peretelui de la intrare θ_0 , se poate calcula ca o funcție de mărime adimensională. Eckert [32]; mergînd pe altă cale, găsește că într-un regim hidraulic stabilizat, profilul temperaturii este o parabolă cubică, dată de expresia:

$$\frac{\theta}{\theta_a} = \frac{6}{5} \frac{n}{R} + \frac{3}{5} \left(\frac{n}{R} \right)^2 - \frac{4}{5} \left(\frac{n}{R} \right)^3$$

Căldura schimbată între perete și fluid, pe o lungime dx a țevii, se poate calcula cu relația lui Fourier:

$$dQ = -k \pi x \left(\frac{\partial \theta}{\partial n} \right)_{n=R} dx \quad (2.7)$$

sau ecuația lui Newton:

$$dQ = \alpha \pi d \theta_{A,x} dx \quad (2.8)$$

Egalind ecuațiile (2.7) și (2.8) rezultă:

$$\alpha = \frac{\lambda}{d} f\left(\frac{a}{w_d} \cdot \frac{x}{d}\right) = \frac{\lambda}{d} f\left(\frac{1}{Re Pr} \cdot \frac{x}{d}\right) \quad (2.9)$$

sau

$$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda} = f\left(\frac{a}{w_d} \cdot \frac{x}{d}\right) = f\left(\frac{1}{Re Pr} \cdot \frac{x}{d}\right) \quad (2.10)$$

Expresia (2.10) este prezentată în figura 2.1

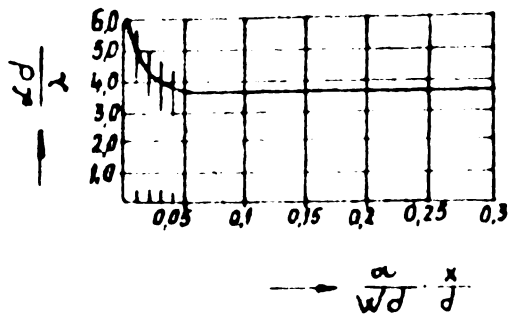


Figura 2.1 Expresia grafică a relației 2.10

$$Nu = f\left(\frac{a}{w_d} \cdot \frac{x}{d}\right)$$

De remarcat, este scăderea lui α cu creșterea lungimii țevii și faptul că de la o anumită valoare a lui $\frac{x}{d}$ rămâne constant. Pentru temperatura medie a curentului dintre intrare și ieșire $Nu = 3,65$ iar pentru temperatura medie a fluidului într-o secțiune transversală $Nu = 5,16$ [89]

Depărtarea x de la intrarea în țeavă, de unde valoarea Nu rămâne constantă, se poate găsi dacă se admite o aproximație de 1 % față de valoarea limită 3,65 .

$$\left(\frac{a}{w_d} \cdot \frac{x}{d}\right)_x = 0,05 \quad (2.11)$$

Relațiile de mai sus sînt incomplete, deoarece în stabilirea lor s-a considerat un regim laminar ideal, într-o curgere hidraulic și termic stabilizată, cu o distribuție parabolică a vitezelor, uniformă de-a lungul întregului curent.

În tratarea teoretică Graetz - Nusselt s-au neglijat influența viscozității, dependența de temperatură, efectul de capăt și convecția liberă.

2.2. INFLUENȚA VISCOZITĂȚII

Curgerea laminară, cu un profil parabolic al distribuției vitezelor se produce într-un regim izotermic.

La trecerea fluidului viscos într-o țeavă cu care are un schimb de căldură, straturile de fluid din imediata apropiere a pereților au o vâscozitate diferită față de cele din axa curentului.

Dacă vâscozitatea fluidului scade cu creșterea temperaturii (cazul general al lichidelor) și țeava va fi mai caldă decât acesta, iar straturile periferice vor avea o vâscozitate mai mică decât cele axiale; în felul acesta apare un gradient de vâscozitate, într-o secțiune transversală a curentului. Straturile din apropierea pereților se vor deplasa cu o

viteză mai mare decât cele din părțile neîncălzite. Deoarece debitul global într-un regim staționar este același prin toate secțiunile, o parte din lichid este dirijat de la axa țevii spre pereți, pentru a menține creșterea de viteză în apropierea acestora.

Încălzirea lichidului introduce datorită vâscozității, o componentă radială a vitezei care provoacă o deformare a parabolei. figura 2.2.

Regimul de curgere neizotermic, în care apar perturbațiile de mai sus, este denumit de unii autori „regim laminar modificat” [20]

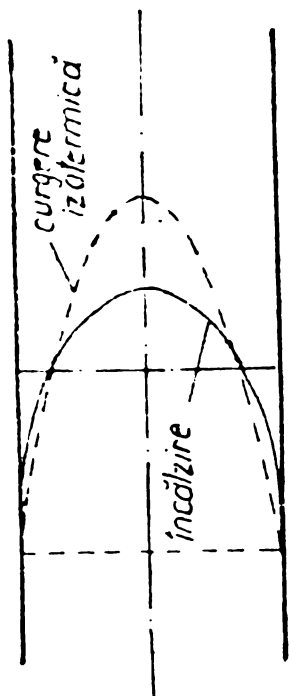


Figura 2.2 Curgerea laminară cu profil parabolic.

Din cele expuse cu privire la influența vâscozității

ții asupra regimului de curgere laminar, se observă că ecuațiile stabilite (2.5) și (2.9) pot fi aplicate atunci când diferențele de temperatură între pereți și fluid sînt mici și pentru fluidele a căror vîscozitate variază doar puțin cu temperatura.

Influența vîscozității asupra transferului de căldură n-a putut fi rezolvată teoretic. Mai mulți autori propun introducerea unor corecții pentru influența vîscozității. Sieder și Tate [43] introduc raportul vîscozităților fluidului la temperatura peretelui și la temperatura medie a curentului $(\eta_p / \eta_{fe})^n$ pentru a corecta formulele teoretice. La încălzirea fluidului $\eta_p / \eta_{fe} < 1$, Sieder și Tate au stabilit prin măsurători proprii și ale altor cercetători că $n = 0,14$ pentru valori ale raportului η_p / η_{fe} cuprins între 0,004 și 14.

Expresia criteriului Nu mediu, considerat de la începutul țevii pînă la lungimea L, găsită de cei doi cercetători este:

$$\bar{Nu} = 1,86 \left(Re Pr \frac{D}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\eta_{fe}}{\eta_p} \right)^{0,14} \quad (2.12)$$

din care se poate calcula coeficientul de convecție

$$\bar{\alpha} = 1,86 \left(\frac{\lambda^2 \bar{w} S C_p}{D L} \right)^{1/3} \left(\frac{\eta_{fe}}{\eta_p} \right)^{0,14} \quad (2.13)$$

Din expresia bilanțului termic al țevii

$$\bar{\alpha} = (\theta_p - \theta_{fe}) \bar{w} D L = \bar{w} S C_p (\theta_2 - \theta_1) \frac{\pi D^2}{4}$$

și ținînd seama de criteriul lui Stanton:

$$St = \frac{Nu}{Re Pr} = \left(\frac{\theta_2 - \theta_1}{\theta_p - \theta_{med}} \right) \frac{D}{4L}$$

expresia (2.12) se poate scrie sub altă formă:

$$4 St \frac{L}{D} = \frac{Nu}{Re Pr} 4 \frac{L}{D} = 7,44 \left(Re Pr \frac{D}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\eta_{fe}}{\eta_p} \right)^{0,14} \frac{\theta_2 - \theta_1}{\theta_p - \theta_{fe}} \quad (2.14)$$

care are avantajul de a conține numai temperaturi măsurate.

Sherwin [44] afirmă că ecuația Sieder-Tate (2.12) este valabilă numai pentru variații mici ale temperaturii fluidului de-a lungul țevii, deoarece Re, Pr și Nu se referă la mărimi fizice considerate la temperaturi medii, ceea ce

nu e valabil pentru variații mari ale temperaturii fluidului.

Repartiția neuniformă a temperaturii în interiorul fluidului provoacă variații ale proprietăților fizice ale acestuia, ca; densitatea ρ ; conductivitatea termică λ , căldura specifică C și vâscozitatea ν . La variații mici ale temperaturii variațiile lui ρ , λ și C se pot considera ca având un efect neglijabil asupra transferului de căldură față de variația lui ν , Bradley și Entwistle [45] au calculat că variația lui λ la convecția forțată în aer, la un raport dintre temperatura peretelui și cea a fluidului mai mic de 2, provoacă o variație a valorii criteriului lui Nu de maximum 2 %.

Kem [45] consideră ca abaterile pentru ecuația (2.12) reprezintă ± 10 %. Studii de peste 20 de ani au arătat că variațiile lui ρ sînt cauza probabilă a acestor abateri.

Relațiile (2,9) și (2.11) sînt valabile pentru $(\text{Re.Pr} \frac{D}{L}) \geq 7,17$ [37].

Kraussold [46][47] a găsit pentru $\text{Re.Pr} \ 5000 \dots \dots \dots$
 $\dots \dots 40000$ și $L/D = 100 \dots \dots 400$ expresia:

$$\text{Nu} = C(\text{Re.Pr})^{0,23} \left(\frac{D}{L} \right)^{0,5} \quad (2.15)$$

unde $C = 15$ pentru încălzire și $C = 11,5$ pentru răcire.

Deoarece în această expresie a dispărut termenul care reflectă influența vîscozităților $\left(\frac{\eta_{fl}}{\eta_p} \right)$, ea este valabilă numai pentru fluide pentru care a fost dedusă. Hausen [48] propune pentru coeficientul de convecție mediu, pentru țeava de lungime L :

$$\text{Nu} \left(\frac{\eta_{fl}}{\eta_p} \right)^{0,14} = 3,65 + \frac{0,0668 \text{ Re.Pr.D/L}}{1 + 0,045(\text{Re.Pr.D/L})^{2/3}} \quad (2.16)$$

Din relațiile (2.12)....(2.16) rezultă că în zona de stabilizare transferul de căldură depinde numai de produsul Re.Pr , cum a fost stabilit din teoria Graetz - ~~Musselt~~ pentru regim stabilizat, deci ca și cînd Nu ar fi independent de vîscozitatea dinamică ν . Atîta timp cît stabilizarea regimului

se produce în schimbătorul de căldură, datorită faptului că în această zonă forțele de inerție și cele de frecare sînt de același ordin de mărime, ar trebui ca $Pr = \nu / \alpha$ să apară ca variabilă independentă. Motivul pentru care totuși majoritatea rezultatelor experimentale a putut fi pus sub forma $Nu = f(Re.Pr)$ se datorește faptului că la valori mari ale criteriului lui Pr, lungimea de stabilizare hidraulică reprezintă numai o fracțiune din cea de stabilizare termică, cu toate că împrăștierea punctelor de măsurare a fost mare chiar și pentru experiențe foarte îngrijite [37].

Boehm [49] propune o expresie empirică independentă de $(\nu_{fe} / \nu_p)^n$

$$Nu = C.Re^{0,23}.Pr^{0,12}(D/L)^{0,5} \quad (2.17)$$

unde $C = 17,4 \dots 20,55$

Sieder și Tate au găsit de asemenea o relație empirică, în care Re și Pr apar ca două variabile:

$$Nu = C.Re^{0,3}.Pr^{0,25}(D/L)^m (\nu_{fe} / \nu_p)^n \quad (2.18)$$

care a condus la valori experimentale foarte apropiate de cele găsite cu relația (2.12).

2.3. INFLUENȚA LUNGIMII ȚEVII ASUPRA COEFICIENȚULUI DE CONVECȚIE.

Transferul de căldură într-o secțiune oarecare a curentului laminar depinde de gradientul de temperatură. Tratarea teoretică a transferului de căldură în regim laminar forțat de către Graetz [35] și Nusselt [36] a fost făcută în ipoteza unei distribuții parabolice a vitezei începînd cu secțiunea de intrare în țeavă, distribuție care se păstrează neschimbată în tot lungul acesteia.

În realitate însă, după intrarea fluidului într-o țeavă (tub), repartiția vitezei în secțiune variază și atinge forma parabolică dată de legea lui Poisseuille numai după ce a parcurs o anumită lungime, numită lungime de stabilizare

Pînă la atingerea lungimii de stabilizare, profilul vitezei se modifică, iar după depășirea ei profilul rămîne constant.

În cazul intrării unui fluid dintr-un spațiu cu secțiune mare, într-o țevă cu secțiune mai mică, viteza a particulelor de fluid în imediata apropiere a secțiunii de intrare este aceeași. Din cauza frecărilor dintre fluid și perete particulele de fluid din imediata lor vecinătate sînt frînate, în timp ce cele din vîna de fluid se scurg practic fără frecare.

Pe măsură ce fluidul înaintează, particulele vecine cu stratul periferic sînt frînate la rîndul lor de acestea iar apoi, din aproape în aproape, influența frecării se extinde în toată vîna de fluid.

Se admite că lungimea de stabilizare hidraulică este distanța pe care o străbate fluidul de la intrarea în țevă (tub) pînă la secțiunea în care viteza particulelor din axa țevii diferă cu 1 % față de valoarea corespunzătoare parabolei lui Poissenille.

La intrarea unui fluid într-o țevă încălzită sau răcită, viteza ca și temperatura tuturor particulelor, este aceeași (mai mare sau mai mică decît a pereților țevii).

Datorită schimbului de căldură dintre fluid și perete, temperatura straturilor periferice va fi diferită de cea a particulelor din vîna centrală, astfel încît într-o secțiune în aval de intrare apare un gradient de temperatură, care pe măsură ce se transmite căldură spre particulele din axa curentului, se modifică.

În același timp și diferența de temperatură dintre peretele țevii și fluid variază. La început viteza de variație a celor două mărimi este diferită; gradientul de temperatură variază mai repede decît diferența de temperatura perete-fluid

După parcurgerea unei lungimi oarecare, cele două viteze de variație ajung egale iar profilul gradientului de temperatură atinge o formă bine determinată, care rămâne în continuare stabilă [30]. „Lungimea de stabilizare termică” este definită ca distanța străbătută de fluid de la intrarea în țeavă (tub) până la secțiunea în care temperatura particulelor din ~~axa~~ țevii diferă cu 1 % față de cea din secțiunea de intrare. Figura 2.3.

Calculul matematic al repartiției temperaturii (x, R) necesită cunoașterea câmpului de viteză.

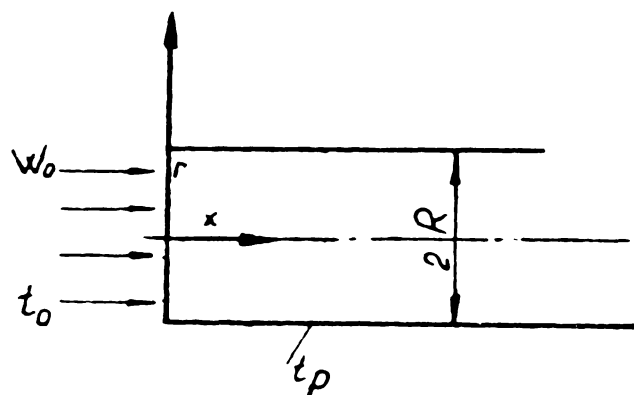


Figura 2.3. Influența câmpului de viteză funcție de temperatură.

Dacă se presupun proprietățile fluidului independente de temperatură, câmpul de viteză nu este influențat de câmpul de temperatură și notînd cu $W(x, y)$ viteza dirijată după direcția curgerii și $v(x, y)$ viteza perpendiculară pe aceasta, distribuția vitezei pentru curgerea plană rezultă din ecuația stratului limită a lui Prandtl .

$$w \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} = - \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \quad (2.18 a)$$

în care ρ este densitatea iar p presiunea.

În continuare, trebuie să fie independentă condiția de continuitate:

$$\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2.19)$$

Distribuția temperaturii pentru curgerea plană rezultă din ecuația de conservare a energiei a lui Fourier:

$$w \frac{\partial t}{\partial x} + v \frac{\partial t}{\partial r} = \frac{\lambda}{c_p \rho} \frac{\partial^2 t}{\partial r^2} \quad (2.20)$$

Ecuatiile (2.18), (2.19) sînt valabile și pentru țevi atîta timp cît grosimea stratului limită este mai mică față de raza țevii.

Condițiile de contur, care trebuie să fie suficiente pentru rezolvarea acestor ecuații sînt:

$$x > 0, \quad r = \pm R; \quad w = v = 0 \quad t = t_p$$

$$x = 0, \quad -R \leq r \leq +R; \quad w = w_0 \quad t = t_0$$

Ecuatiile (2.18) și (2.19) se rezolvă după metodele teoriei stratului limită [50], [51], care se pot folosi și pentru calculul distribuției temperaturii (2.20). Metodele de rezolvare constau din integrarea ecuației de continuitate printr-o funcție de curent. Pentru aceasta se admite o serie exponențială care transformă ecuația (2.18) într-o serie de ecuații diferențiale, care au o formă din ce în ce mai complicată. Dintre acestea numai primele pot fi rezolvate numeric, fără complicații prea mari. Pe această bază s-a găsit o rezolvare, care este valabilă numai la începutul zonei de stabilizare. După o lucrare veche a lui Boussinesq [52], prin care se admite o evoluție asimptotică a curgerii stabilizate, exprimînd deci cîmpul înaintea parabolei lui Poiseuille, Schlichting [53] a cercetat cîmpul de temperatură la intrare în fante plane, iar Pannis [54] la intrarea în țevi (tuburi).

Pentru calculul cîmpului de temperatură se poate de asemenea admite o evoluție asimptotică, care este însă valabilă numai pentru lungimi foarte mari ale distanței parcurse de fluid

Ca rezultat al acestor calcule, se obțin serii exponențiale, pentru cele două cîmpuri, cu care se pot calcula viteza și temperatura într-un punct x, y . Cum există două serii, una în aval de intrare și una în amonte de profilul stabilizat, pentru

care sînt calculați cel mult patru termeni, zona mijlocie poate fi cunoscută numai prin determinarea și a altor termeni ai celor două serii.

Din cauza dificultăților de calcul ai acestora, majoritatea cercetătorilor renunță la investigarea domeniului intermediar. Stephan [55] consideră că pentru zona intermediară se pot obține rezultate mulțumitoare prin interpolarea valorilor găsite din calculul primilor termeni a celor două serii.

Dacă se introduce o lungime de curgere adimensională $\bar{X} = \frac{x}{d \cdot Re}$, în care d este diametrul hidraulic, căderea de presiune în lungul țevii se poate scrie sub forma:

$$-\frac{\Delta P}{\rho w^2} = a \bar{X} + b \quad (2.21)$$

Termenul $a \bar{X}$ reprezintă căderea de presiune pentru profilul cîmpului de viteză după parabola lui Poiseuille; iar b căderea de presiune suplimentară din zona în care regimul este nestabilizat hidraulic. Valoarea lui a este 64 pentru curgere prin țevi, iar valoarea lui b este 0,87, după Punnis [35] și 1,16 după Schiller [56]. Valoarea de 1,16 a fost calculată de Schiller din ecuația impulsului și este mult prea mare față de valoarea exactă găsită de Punnis.

Din distribuția vitezei rezultă lungimea de stabilizare hidraulică.

$$\bar{X}_h = \left(\frac{L}{d Re} \right)_h = C \quad (2.22)$$

Constanta C a fost calculată de mulți cercetători, care după metodele utilizate, au găsit valori diferite; astfel Stephan [57] $C = 5,75 \cdot 10^{-2}$; Richter [58] $C = 6 \cdot 10^{-2}$; Grigull [57] $C = 3 \cdot 10^{-2}$; Nikuradse [59] $C = 3 \cdot 10^{-2}$. Lungimea de stabilizare termică nu se poate calcula prin metodele anterioare, deoarece ea se găsește în domeniul de evoluție de la intrare și după stabilizarea hidraulică ; nu se înca-

drează în considerațiile făcute pentru determinarea stabilizării hidraulice.

Considerînd intrarea în țevă ca un regim hidraulic stabilizat, din teoria Graetz - Nusselt, se poate calcula lungimea de stabilizare termică, impunînd o abatere de 1 % față de atingerea valorii spre care tinde Nu asimptotic, după expresia:

$$\bar{X}_t = \left(\frac{L}{d \cdot Re} \right)_t = 0,05 Pr \quad (2.23)$$

Deoarece la intrarea în țevile schimbătoarelor de căldură regimul hidraulic este nestabilizat, stabilizarea ambelor regimuri, atît cel hidraulic cît și cel termic, se demarează începînd cu această secțiune, relația (2.23) dă valori prea mici pentru \bar{X}_t .

Aladiev [60] propune ca lungime de stabilizare termică $L_t = 50 d$ (2.24)

Lungimea astfel calculată trebuie considerată cu multă rezervă, deoarece ea apare ca independentă de natura, starea și viteza fluidului, factori care influențează cîmpul de temperatură.

Pentru demararea simultană a celor două stabilizări ~~Ehret~~ și Hahnemann [61] au determinat lungimea de stabilizare termică, pentru $Pr > 20$, cu următoarea expresie:

$$\bar{X}_t = \left(\frac{L}{d \cdot Re} \right)_t = 0,02875 + 0,0342 Pr \quad (2.25)$$

Si această valoare se pare că este prea mică deoarece pornește de la profilul de viteză stabilit din ecuația impulsului (Schiller). Pentru $Pr \geq 1$, atît relația (2.23) cît și (2.25) comparate cu (2.22) arată că lungimea de stabilizare termică este mai mare decît cea hidraulică. La valori mari ale lui Pr (cazul uleiurilor) lungimea de stabilizare hidraulică reprezintă doar o fracțiune din cea de stabilizare

termică.

Variația temperaturii de-a lungul țevii, atât a peretelui cât și a fluidului, deci și a diferenței lor θ_A , după cum și variația gradientului de temperatură în secțiunea curențului în zona de stabilizare, influențează valoarea coeficientului α .

Din ecuațiile (2.7) și (2.8) se poate scrie:

$$\alpha = - \frac{\lambda}{\theta_{A,x}} \left(\frac{\partial \theta(x, r=R)}{\partial r} \right) \quad (2.26)$$

Deoarece vitezele de variație ale celor două funcții de temperatură sînt diferite în zona de stabilizare, coeficientul de convecție α este și el variabil pe lungimea de stabilizare. În consecință, se poate defini un „coeficient de convecție local” drept coeficient de transfer stabilit la o anumită depărtare $0 \leq x \leq L$ de la intrarea în țevă și un „coeficient de convecție mediu” drept coeficientul de transfer care caracterizează transferul de căldură pe o lungime $x = L$.

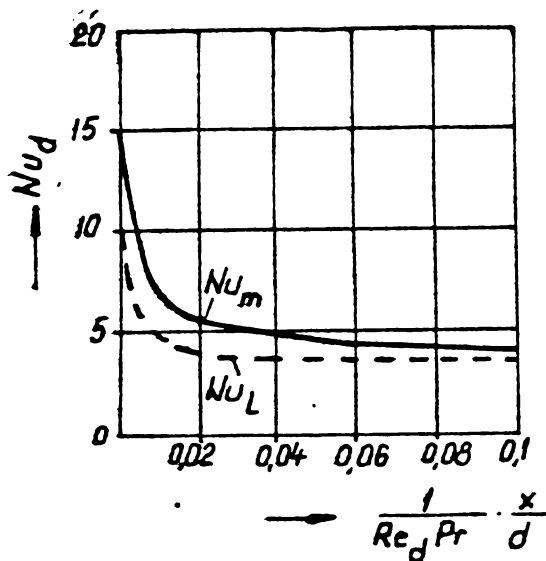
La intrarea în țevă (tub), într-un regim nestabilizat, gradientul de temperatură este maxim, iar în aval, pe lungimea de stabilizare viteza de variație a gradientului este mai mare decît viteza de variație a lui $\theta_{A,x}$; după parcurgerea lungimii de stabilizare termică cele două viteze devin egale.

Coeficientul de convecție local are valoarea maximă la intrare și scade apoi în lungul țevii, tinzînd spre o valoare asimptotică o dată cu atingerea lungimii de stabilizare termică. Desigur că aceeași variație o are și criteriul Nu ca și coeficientul de convecție α (figura 2.4)

Din expresia (2.26), coeficientul de convecție local, într-o secțiune la distanța x este:

$$\alpha(x) = - \frac{\lambda}{t_p - t_w(x)} \frac{\partial t(x, r=R)}{\partial r} \quad (2.27)$$

- // -



în care $t_m(x)$ este temperatura medie a fluidului în secțiunea de la distanța x și $\frac{\partial t(x,r)}{\partial r}$ gradientul de temperatură în aceeași secțiune.

Criteriul lui Nusselt local este:

$$Nu(x) = \frac{\alpha(x)d}{\lambda} = - \frac{\frac{\partial t(x,r)}{\partial r}}{t_p - t_m(x)} \quad (2.28)$$

Coeficientul de convecție mediu se definește prin:

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{L} \int_0^L \alpha(x) dx \quad (2.29)$$

Figura 2.4 Variația Nu și $\bar{\alpha}$ funcție de lungimea de stabilizare termică.

Între coeficientul de convecție mediu și temperatura medie a fluidului este o legătură simplă, care se stabilește din relația:

$$\bar{\alpha}(x) \cdot t_m(x) \cdot A_x = W_0 A \rho C_p [t_0 - t_m(x)] \quad (2.30)$$

unde A_x este suprafața țevii spălate de fluid pînă la distanța x iar A este secțiunea țevii (tub).

Din bilanțul termic pentru o secțiune oarecare:

$$dQ(x) = \alpha(x) [t_p - t_m(x)] dA_x = W_0 A \rho C_p dt_m(x)$$

prin integrare între $x = 0$ și $x = L$, rezultă:

$$\bar{t}_m(x) = \frac{(t_0 - t_p) - (t_m - t_p)}{\ln \frac{t_0 - t_p}{t_m - t_p}} \quad (2.31)$$

Stephan [55] definește valoarea lui Nu mediu din relația (2.30) cu ajutorul relației (2.31) sub formă:

$$\bar{Nu}(\bar{x}) = \frac{\bar{\alpha}(\bar{x})d}{\lambda} = - \frac{Pr}{4(\bar{x})} \ln Tm(\bar{x}) \quad (2.32)$$

După același auter este definit și $Tm(\bar{x})$, cu ajutorul a două serii corespunzătoare efectelor celor două câmpuri, de viteză și de temperatură:

$$Tm(\bar{x}, Pr) = 1 + \sum_{i=1}^{\infty} c_i(Pr) \bar{x}^{1/2} \quad (2.33)$$

valabilă pentru toate valorile $\bar{X} \approx 5 \cdot 10^{-4}$
 și $T_m(\bar{X}, Pr) = \sum_{n=0}^{\infty} k_n(Pr) e^{-k_n(Pr)\bar{X}}$ (2.34)
 valabilă pentru toate valorile $\bar{X} \gg 5 \cdot 10^{-4}$

Relația (2.33) este valabilă în lungul curentului, începînd cu secțiunea de intrare, iar relația (2.34) este valabilă în lungul curentului după atingerea regimului stabilizat.

Valorile lui $C_1(Pr), K_n(Pr)$ și $k_n(Pr)$, pentru curgere prin țevi sînt date mai jos în tabela (2.1)

Tabela 2.1

C ₁	C ₂	C ₃	C ₄
$-2,656 Pr^{-2/3}$	$-11,34 Pr^{-0,60}$	$+150,6 Pr^{-0,57}$	$-474,9 Pr^{-0,56}$

Pentru $Pr \geq 10$

K ₀	K ₁	K ₂	K ₃
0,819	0,101	0,032	0,015
k ₀	k ₁	k ₂	k ₃
$16,627 \frac{1}{Pr}$	$89,218 \frac{1}{Pr}$	$227,84 \frac{1}{Pr}$	$430,48 \frac{1}{Pr}$

Deoarece cîmpul de temperatură este cunoscut din relația (2.28) poate fi calculat și criteriul Nu local.

În secțiunea de intrare, atât Nu cît și \bar{Nu} i-au valori mult mai mari; odată cu creșterea lungimii parcurse ele scad și se apropie de o limită $Nu_{\infty} = \bar{Nu}_{\infty}$ pentru $X \rightarrow \infty$. Valoarea acestei limite este independentă de Pr și cum s-a mai arătat este egală cu 3,65 care este confirmată de mai mulți cercetători [62][63][32]. Măsurătorile lui Karmin și Travers [64], Kay, Kenan și Mc.Adams [65][42] au arătat că imediat după intrarea în țevă (tub), criteriul lui Nusselt, are exact valorile calculate de Polhausen [31] pentru curgere de-a lungul plăcii plane.

Pentru calculul schimbătoarelor de căldură sînt

utile; relații simple, din care să se poată calcula coeficientul de convecție termică pentru orice lungimi X și pentru un domeniu cât mai larg al valorilor criteriului lui Prandtl. Asemenea relații au putut fi găsite pînă în prezent numai pe cale empirică.

Conform ipotezelor transferului la intrare, trebuie luată în considerare următoarele condiții:

1) Pentru lungimi foarte mici transferul de căldură se face după relația lui Polhausen [31] pentru plăci plane:

$$\bar{Nu} = 0,664 \cdot Pr^{1/3} X^{-1/2} \quad (2.35)$$

După calculele lui Stephan [55] pentru $Pr \geq 10$ în locul constantei 0,664 trebuie introdusă valoarea 0,677.

2) Pentru lungimi foarte mari valoarea medie a criteriului lui Nusselt tinde asimptotic spre limita din rezolvarea Graetz - Nusselt.

$$\bar{Nu} = \bar{Nu}_\infty + c \frac{Re \cdot Pr \cdot d}{L} = \bar{Nu}_\infty + c \frac{Pr}{X} \quad (2.36)$$

unde pentru țevă $c \approx 0,05$.

3) Toate valorile calculate trebuie să fie reproduse cu o precizie de $\pm 5\%$, suficientă pentru calculul schimbătoarelor de căldură. Această precizie este suficientă deoarece prin rugozități și murdăririle suprafețelor încălzitoare, precum și insuficientă cunoaștere a proprietăților fluidului, dau abateri al căror ordine de mărime este de cel puțin 5%.

Condițiile de mai sus se pare că sînt foarte bine îndeplinite de relația dată de Hausen [48].

$$\bar{Nu} = 3,65 + \frac{0,0668 Re \cdot Pr (d/L)}{1 + 0,045 (Re \cdot Pr \cdot d/L)^{2/3}} \quad (2.37)$$

Stephan [55], prelucrînd relația (2.37), dă următoarea expresie:

$$\bar{Nu} = 3,66 + \frac{0,0677 (Pr \cdot Re \cdot d/L)^{1,33}}{1 + 0,1 \cdot Pr (Re \cdot d/L)^{0,83}} \quad (2.38)$$

Aladiev [60] propune ca valorile coeficienților

medii de convecție, calculați fără a ține seama de influența intrării în țevă, să fie multiplicați cu un coeficient $\xi_d = 1,9 \dots 1$, determinat experimental pentru valori ale raportului $L/d = 1 \dots 50$.

Din considerentul arătat în legătură cu lungimea de stabilizare termică, se pare că valorile acestui coeficient sînt prea mici și sînt, eventual valabile numai pentru fluide cu vîscozități reduse, puțin influențate de variațiile de temperatură.

În figura 2.5 sînt reprezentate valorile medii ale lui Nu în funcție de raportul L/d după datele experimentale găsite de Sieder și Tate, de Kraussold și cele calculate după relația teoretică Nusselt - Graetz.

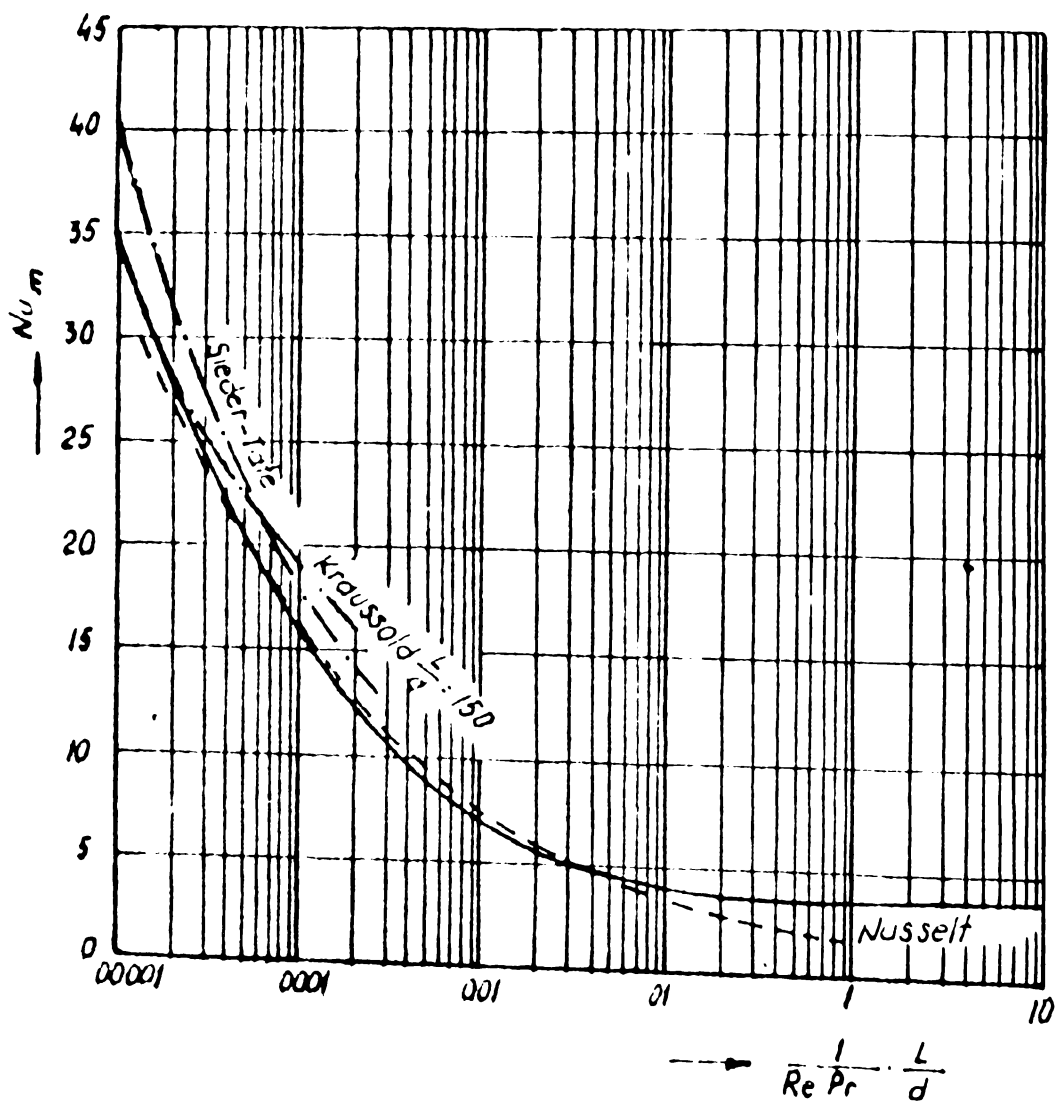


Figura 2.5 . Reprezentarea valorilor medii ale lui $Nu = f(L/d)$.

Curbele experimentale au fost stabilite prin încercări efectuate cu ulei deși proprietățile acestuia nu respectă ipotezele Nusselt - Graetz, există o concordanță mulțumitoare între rezultatele teoretice și cele experimentale [32].

În figura 2.6 sînt reprezentate variațiile valorilor medii ale criteriului lui Nusselt Nu pentru diferite valori ale lui Pr calculate de Stephan [55] pentru intrarea în țevă în regim hidraulic și termic nestabilizat și cele calculate după formula Nusselt - Graetz.

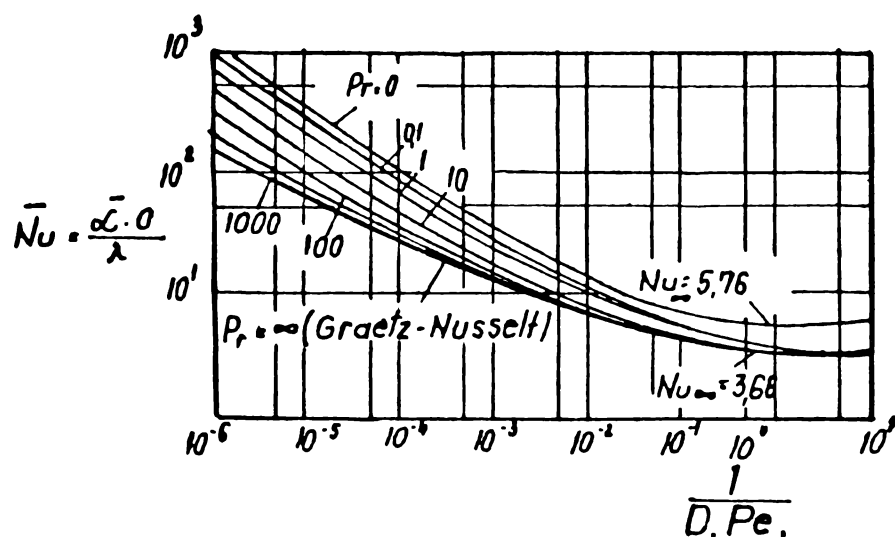


Figura 2.6. Variația valorii medii ale Nu pentru diferite valori ale lui Pr .

După cum se poate vedea, efectul capătului de intrare este cu atât mai mare cu cât valorile Pr sînt mai mici. La $Pr = 0,1$ \bar{Nu} este de circa opt ori mai mare decît valoarea teoretică. Pe măsura creșterii lui Pr valoarea medie a criteriului lui Nusselt este mai mică și efectul capătului se extinde pe o porțiune mai scurtă, iar la valori foarte mari ale lui Pr ($Pr > 1000$) efectul dispare, curbele indentificîndu-se cu curba teoretică Graetz-Nusselt.

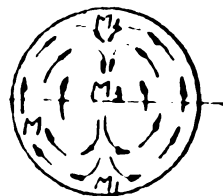
Schimbătoarele de căldură lucrează în general în regimuri nestabilizate; demararea celor două stabilizări

se produce la intrarea în țevile schimbătorului, iar țevile relativ scurte le plasează mult sub lungimile de stabilizare, atât hidraulice cât și termice. Din acest motiv, la cercetările, precum și la calculul schimbătoarelor de căldură trebuie să se țină seama de efectul capătului de intrare asupra coeficientului de convecție.

2.4. CONVECȚIA LIBERĂ

În absența unei circulații în interiorul curentului de fluid, transmiterea căldurii printr-o secțiune se face numai prin conducție termică.

Într-un fluid care curge printr-o țeavă încălzită, datorită repartiției neuniforme a temperaturii într-o secțiune, apar diferențe de densitate ale fluidului și prin



acestea se creează o circulație

liberă în interiorul acesteia

(figura 2.7), provocând o convecție naturală [29][30]

Circulația generată în felul

Figura 2.7. Convecția liberă prin diferență de densitate .

acesta constituie un alt factor de modificare a profilului vitezei și în consecință și a celui de temperatură.

Schimbarea profilului depinde de poziția țevii (tubului) orizontală sau verticală și de sensul de curgere al celor două fluide,

O rezolvare teoretică, dar și aceasta numai parțială, a fost făcută pentru țevi verticale [66], [67], însoțită și de cercetări experimentale [68], [69], [70], [71]. Rezolvarea teoretică pentru țevi orizontale, prezintă deosebite dificultăți datorită faptului că ecuațiile fundamenta-

le nu mai rămân lineare după introducerea vitezei rezultante.

Intr-o țeavă orizontală încălzită, fiecare particulă de fluid este sub acțiunea a două forțe: a forței ascensionale (datorită convecției naturale) și a forței de antrenare (datorită convecției forțate). Convecția mixtă care se formează provoacă mișcarea unei particule prin acțiunea unei rezultante a celor două forțe (figura 2.8). Particulele de fluid

încălzite de perete, se mișcă după o traiectorie în formă de spirală (figura 2.7).

Particulele antrenate din partea inferioară a țevii, ajunse în jumătatea superioară, sînt din nou dirijate spre centru și nu mai au apoi nici o influență asupra transferului de căldură.

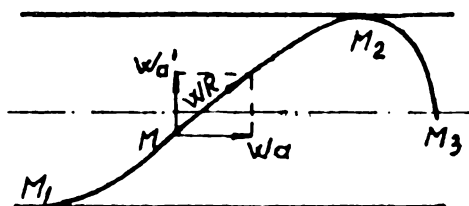


Figura 2.8 .Mișcarea particulelor în convecție mixtă.

Convecția liberă influențează asupra fiecărei particule și deci asupra transferului de căldură în timpul în care ele sînt dirijate în sus.

Métais [72] a încercat să dea o rezolvare teoretică convecției mixte, pornind de la ipoteza că aceasta este o stare de echilibrare care provine de la suprapunerea a două stări de echilibru, una raportată la convecția naturală pură și alta la convecția forțată pură. Métais găsește valoarea absolută a vitezei rezultantă a celor două mișcări

$$|W_R| = |W_a| \left[1 + \frac{C Gr^{3,3} Pr^8}{Re_a^2} \right] \quad (2.39)$$

în care W_a este viteza axială a curentului și Re_a este cri-

riul lui Reynolds raportat la viteza W_a . Paranteza din membrul al doilea este factorul de corecție a cărui expresie reprezintă relația lui Kirchbaum [69].

Efectul convecției libere se introduce în calculul transferului de căldură raportînd în continuare pe Re la viteza W_R și nu la W_a , cum se procedează în mod obișnuit.

De remarcat este în această expresie influența mare pe care o are valoarea lui Pr . La valori foarte mari ale lui Pr , influența convecției libere asupra transferului de căldură deplasează după cum se vede, problema termică în domeniul de tranziție cu Re superior valorii critice de 2320.

Cercetările experimentale efectuate de autorul citat, cu țevi orizontale, străbătute de apă la diferite viteze și valori ale lui Pr . cuprinse între 2,5 5,3, au arătat că în domeniul turbulent ($Re > 20000$) rezultatele experimentale redau foarte exact relația Nusselt-Kraussold [73]. În domeniul valorilor mai mici ale lui Re rezultatele experimentale dau valori cu aproape 400 % mai mari decît cele calculate de Kraussold, iar la un Re foarte mic apare din nou concordanță între cele două categorii de rezultate. Situația aceasta se datorește influenței convecției libere. Probabil că la viteze mari convecția liberă nu are timp suficient pentru a se dezvolta, iar la viteze mici diferența de temperatură dintre perete și fluid este mai mică.

Métais a găsit o relație empirică:

$$\bar{Nu} = 6,245 \cdot 10^{-10} Re^{0,772} \cdot Pr^{0,397} \cdot Gr^{1,165} \quad (2.39)$$

care dă rezultate cu erori cuprinse între - 7% și +9 % pentru $Re = 400 \dots 26000$. Exponentul 0,772 a lui Re arată o stare de turbulență a curentului chiar și la $Re < 1000$. Cauza turbulenței o constituie convecția liberă a cărei

influență este redată de criteriul Gr la puterea 1,165.

Din încercările lui Métais [72], care a studiat comparativ influența efectului de capăt și a convecției libere asupra coeficientului de transfer experimentând țevi cu intrare stabilizată și nestabilizată. A rezultat că ponderea cea mai mare o are convecția liberă față de care efectul de capăt este mic.

Pentru a scoate în evidență influența gradientului de vîscozitate stabilit la încălzirea, respectiv răcirea fluidului, prin introducerea raportului (Pr_f/Pr_p), în care Pr_f este calculat la temperatura fluidului și Pr_p la cea a peretelui, folosit de Micheev și Aladiev, Métais găsește o expresie valabilă atât pentru încălzire cât și pentru răcire:

$$\bar{Nu} = 1,345 \cdot Re^{0,339} \cdot Gr^{0,059} \cdot Pr^{0,032} (Pr_f/Pr_p)^{0,108} \quad (2.40)$$

Deoarece pentru convecția liberă determinant este criteriul lui Grasshoff, mulți cercetători au exprimat influența convecției libere prin dependența lui Nu și de criteriul Gr.

Petuhov [71] a pus în evidență, pentru apa răcită într-o țevă, creșterea lui Nu cu creșterea argumentului ($Gr \cdot Pr$).

Mihev [30] propune pentru regim stabilizat, când $l > 50 d$, calculul coeficientului de convecție mediu după expresia:

$$Nu_m = 0,74 Re_m^{0,2} (Gr \cdot Pr)_m^{0,1} \cdot Pr_m^{0,2} \quad (2.41)$$

Temperatura la care se calculează Re_m , Gr_m și Pr_m este temperatura medie a stratului limită $t_m = 0,5(t_p + t_f)$.

Formula propusă de Mihev nu ține seama de deformarea câmpurilor de viteză și presiune, datorită gradientului de vîscozitate din secțiunile transversale ale curentului și

au are aplicație în calculul schimbătoarelor de căldură pentru fluide vâscoase cu regim nestabilizat, decât prin introducerea unor factori de corecție.

Eubank și Proctor au analizat amănunțit datele cu privire la curgeri în regim laminar ale uleiurilor de petrol prin țevi orizontale și propun următoarea expresie:

$$Nu = 1,75 \left(\frac{\eta_{fl}}{\eta_p} \right)^{0,14} \sqrt{\frac{m \Delta C_p S_e}{\lambda_{fl} L} + 0,04 \left(\frac{d}{L} Gr \cdot Pr \right)^{0,75}} \quad (2.42)$$

λ , C_p , Gr și Pr sînt raportați la diametrul țevii și la creșterea temperaturii medii a fluidului. Ecuația (2.42) a fost stabilită pentru valori mari ale raportului L/d (61....193), acolo unde există posibilitatea unui regim stabilizat, atît hidrodinamic cît și termic. Pentru valori mici ale raportului L/d , Nu astfel calculat, va fi mai mic decît cel real.

Thomas și Brown [45] prezintă ecuația (2.43) pentru o gamă largă de fluide, la curgerea laminară prin țevi orizontale.

$$Nu = 1,75 \left(\frac{\eta_{fl}}{\eta_p} \right)^{0,14} \left[G_z + 0,012 (G_z \cdot Gr^{1/3})^{4/3} \right]^{1/3} \quad (2.43)$$

în care G_z , criteriul lui Graetz este:

$$G_z = Re \cdot Pr \cdot d/L$$

Grigull [37] este de părere că influența convecției libere asupra transferului de căldură în regim de curgere forțată este neglijabilă pentru țevi orizontale de diametru mic.

- C O N C L U Z I I -

Expresiile teoretice Nusselt - Graetz pentru calculul coeficientului de convecție termică în regim de curgere laminar, constituie relații de bază ale procesului de transfer termic.

Pentru a putea fi folosite la determinarea coeficientului de convecție ele trebuie completate cu co-

eficienți și termeni de corecție, care introduc influența diferiților factori, neglijați prin ipotezele simplificatoare care au stat la baza rezolvării teoretice ale procesului de transfer de căldură.

Influența diferiților factori se poate stabili numai experimental, astfel că uneori rezultatele găsite prin utilizarea corecțiilor, propuse de diferiți cercetători, sînt și ele mult diferite.

La curgerea fluidelor reale prin schimbătoare de căldură vîscozitatea modifică, atît distribuția vitezelor, cît și a temperaturii, după o lege care depinde de sensul fluxului de căldură. Influența vîscozității corectează relația Nusselt prin factorul $(\eta_{fl} / \eta_p)^n \approx 1$.

Coeficientul de convecție termică depinde de lungimea țevii parcursă de fluid, după cum rezultă și din relație teoretică, la stabilirea căreia s-a presupus intrarea acestuia în regim hidraulic stabilizat. La intrarea în țevi într-un regim nestabilizat, repartiția vitezei este diferită de cea parabolică, influențînd puternic asupra coeficientului de convecție local, ale cărui valori, în imediata apropiere a secțiunii de intrare, sînt mult mai mari decît cele care rezultă din ecuația Nusselt - Graetz.

Influența zonei de stabilizare hidraulică și termică este redată prin termeni care reflectă intensificarea transferului termic în aceste domenii. Prin creșterea coeficientului de convecție local se majorează evident și coeficientul de convecție mediu din zona de stabilizare. Cu cît lungimile de stabilizare sînt mai mari în raport cu lungimea țevii, cu atît coeficientul de convecție mediu este mai mare.

Convecția liberă se produce și în interiorul unui curent cu circulație forțată, generată de diferențe de densi-

tate care apare din cauza neuniformității temperaturii dintr-o secțiune. Curenții liberi care i-au naștere, produc o deplasare a particulelor de fluid și după alte direcții decât cea axială, modificând în acest fel câmpul de temperatură. Convecția liberă provoacă o turbulență a curentului, chiar la valori mici ale criteriului lui Reynolds. Influența convecției libere se reflectă prin introducerea criteriului lui Grasshoff în expresia criteriului lui Nusselt. Convecția liberă influențează procesul de convecție forțată, în deosebi la țevi verticale fiind neglijabilă la țevi orizontale cu diametru mic.

Pentru schimbătoarele de căldură tubulare, fenomenele sînt atît de complexe încît adeseori utilizarea diferitelor formule propuse, cu coeficienții respectivi, dau rezultate care diferă foarte mult față de datele măsurate, încît se impun cercetări experimentale pentru verificarea lor.

CAPITOLUL 3^o. METODE DE INTENSIFICARE A TRANSFERULUI
DE CALDURA

3.1. VARIATIA DIAMETRULUI TEVII

După expresia criteriului lui Nu pentru convecție forțată: $Nu = C (Re Pr)^n$ (3.1)

se pot evidenția factorii care influențează transferul de căldură pentru un fluid dat și condiții de temperatură impuse. Coeficientul de convecție dedus din expresia (3.1)

$$\alpha = \frac{\lambda}{d} C \left(\frac{wd}{\nu} \frac{\tau}{a} \right)^n \quad (3.2)$$

pentru același fluid, în condiții identice de temperatură ($\tau = \text{constant}$, $a = \text{constant}$, $\lambda = \text{constant}$), se poate scrie sub forma:

$$\alpha = C_1 d^{n-1} w^n \quad (3.3)$$

unde: $C_1 = \lambda / a^n$.

Cum totdeauna $0 < n < 1$, exponentul lui d din expresia (3.3) este negativ ($n - 1 < 0$), se vede că α variază în același sens cu w și în vers cu d .

Desigur pentru un debit impus, viteza w nu poate fi mărită decât prin micșorarea secțiunii. Dacă se notează cu R_d raportul diametrelor la o micșorare a secțiunii și se ține seama că vitezele corespunzătoare se modifică în raportul R_d^2 , din ecuația 3.3 se poate scrie raportul de creștere al coeficienților de convecție R_α :

$$R_\alpha = R_d^{n+1} \quad (2 > n + 1 > 1)$$

Micșorarea diametrelor și creșterea vitezei conduc însă la o creștere a rezistențelor hidraulice, care poate fi evidențiată scriind căderea de presiune de-a lungul țevii cilindrice [55].

$$\Delta p = \xi \frac{w^2}{2} \rho \frac{L}{d}$$

în care pentru curgere laminară, coeficientul de rezistență

$\xi = 64 / Re$, se poate deduce creșterea căderilor de presiune R_p :

$$R_p = R_d^3$$

Deci prin micșorarea diametrului căderea de presiune se majorează de R_d^{2-n} ori față de creșterea coeficientului de convecție.

Pentru valori medii uzuale ale exponentului $n = 0,2 \dots 0,3$, la o reducere a diametrului la jumătate, coeficientul de convecție crește de $2,3 \dots 2,5$ ori, în timp ce căderea de presiune crește de 8 ori.

Scăderea diametrului țevilor unui schimbător de căldură nu este însă posibilă sub o anumită valoare ($d_{min} = 7 \text{ mm}$) din motive tehnologice și de exploatare, astfel că se urmărește găsirea altor metode de intensificare a transferului de căldură.

3.2. PERTURBAREA REGIMULUI DE CURGERE

Intr-un regim de curgere laminar, permanent, hidraulic și termic stabilizat, valoarea criteriului lui Nu este constantă și tinde asimptotic spre o anumită valoare limită.

Perturbarea regimului de curgere din motive întâmplătoare sau prin obstacole artificial create, duce la modificări ale cîmpului de viteză și de temperatură, în general, iar la curgerea turbulentă, în particular, ale stratului limită, care influențează condițiile transferului de căldură.

Praudtl [74] arată că regula generală, că turbulența se formează pornind de la un strat limită. După teoria Hagen-Poiseuille curgerea în țevi de secțiuni circulare este stabilă chiar și la valori ridicate ale lui Re. În realitate însă straturi limită există și aici nu numai

în perioada de stabilizare, ci chiar și în cazul intrării cu un regim stabilizat. Prezența unor neuniformități oarecare în timp, este deasemenea un motiv de producere a unor straturi limită, iar pentru valori care depășesc o anumită mărime a lui Re ($Re_{\xi} = w_{\xi} / \nu$), unde δ este grosimea stratului limită), apare și turbulența.

Turbulența odată generată se propagă în continuare în curent [74].

Tollmien [75] a demonstrat că profilele de viteză în formă de S, deci, cu inflexiuni, au o tendință specială pentru instabilitate. Valoarea critică Re_{ξ} devenind cu atât mai mic cu cât profilul vitezei are inflexiuni mai accentuate.

Din expresia profilului vitezei, stabilită pentru o zonă foarte apropiată de perete,

$$\left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right)_{y=0} = \frac{1}{\nu} \frac{\partial p}{\partial x}$$

se vede că dacă în lungul curentului are loc o creștere de presiune ($\partial p / \partial x > 0$) profilul vitezei este concav în vecinătatea peretelui și în consecință, apare o inflexiune care favorizează apariția turbulenței.

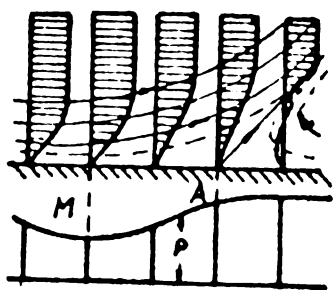
În cele ce urmează se vor descrie metodele uzuale de perturbare a regimului de curgere folosite pentru intensificarea transferului de căldură.

Vizualizînd vîna de fluid s-a constatat că o turbulență generată de o perturbație oarecare, se propagă de la sine în lungul curentului și la primele vârtejuri duse de curent în aval se adaugă întotdeauna altele noi, în amonte.

Straturile de frecare întîrziate, care se formează la suprafața corpurilor, atît la curgerea lor laminară, cît și turbulentă, dau naștere la anumite condiții unor straturi

de discontinuitate și de vârtejuri. Diferențe de presiune din fluidul exterior influențează și asupra stratului de frecare cu care acesta ajunge în contact. O cădere de presiune dirijată în sens contrar curgerii, frânează curentul exterior și prin aceasta întârzie și mai mult particulele deja lente din stratul de frecare. La consumarea completă a energiei lor cinetice, aceste particule sînt întoarse în sens invers curgerii curentului exterior. Deoarece de-a lungul peretelui este un aflux continuu de noi cantități de fluid frîmate în amonte, se acumulează din ce în ce mai mult fluid frînat, între perete și curentul exterior, astfel încît curgerea întârziată se extinde repede detașînd din ce în ce mai mult de perete, curentul exterior. Stratul de discontinuitate, care a luat naștere în felul expus, se înfășoară în unul sau două vârtejuri care se propagă apoi în continuare în lungul curentului. Acest fenomen modifică esențial repartiția presiunii pe corp nu numai în aval ci și în amonte. In

In figura 3.1 este reprezentată o desprindere a vînei de fluid, produsă în modul descris mai sus și apariția vârtejurilor [74].



Din punct de vedere hidrodinamic se caută evitarea desprinderilor de fluid, deoarece au consecințe nefavorabile asupra pierderilor, în timp

Figura 3.1. Apariția vârtejurilor.

ce pentru transferul de căldură apariția turbulențelor cu intensificarea amestecării firelor de fluid și aplatizarea

profilului de temperatură au consecințe favorabile.

3.2.1 RUGOZITATEA

Din punct de vedere hidraulic este cunoscut faptul că prezența rugozității pereților țevii, poate modifica legile mișcării fluidelor prin țevi (tuburi). Numărul parametrilor introduși de rugozitate este foarte mare (înălțimea rugozității, forma ei, densitatea de distribuție pe suprafața țevii etc.) astfel încât cercetările în acest domeniu sînt extrem de dificile. Numeroase date experimentale au scos în evidență existența a două tipuri de rugozitate:

- unul la care coeficientul de rezistență⁹ depinde numai de rugozitatea relativă k/r_0 , unde k este înălțimea rugozității iar r_0 raza țevii și altul, la care coeficientul de rezistență depinde atît de rugozitatea relativă, cît și de numărul Re . Primul tip se întînlește la rugozități mari și dese (grăunți mari de nisip, ciment, fier brut), iar al doilea tip la rugozități de înălțimi mici, cu densități de repartiție reduse (țevi de lemn, țevi de fier etc...).

Dacă se introduce un parametru adimensional pentru caracterizarea influenței rugozității, k/δ_l , în care δ_l este grosimea stratului limită aderent la pereți, se pot trage concluzii în ceea ce privește influența rugozității asupra rezistențelor hidraulice.

La valori subunitare ale parametrului k/δ_l ($k < \delta_l$), deci pentru rugozități care găsesc în interiorul stratului limită aderent, rugozitatea nu dă o majorare a rezistenței iar conducta se comportă ca o conductă hidraulic netedă. Deci la curgerea laminară țevile rugoase se pot trata ca „hidraulic netede”. La $k > \delta_l$ apar creșteri ale rezistenței hidraulice

[16]

Măsurătorile lui Nikuradze [59] efectuate asupra unor țevi de secțiune circulară cu rugozități create artificial prin lipirea de grăunți de nisip, de diferite mărimi pe peretele țevelor, au scos în evidență trei domenii (figură 3.2).

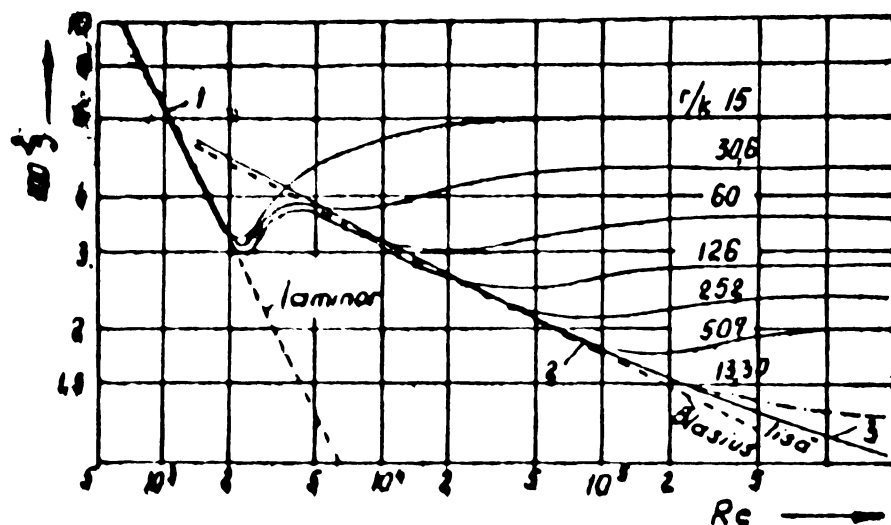


Figura 3.2. Măsurători pe țevi cu rugozități diferite.

- hidraulic neted, la care $0 \leq k/\delta_l \leq 5$, $\xi = f(Re)$ reprezentat de curba (2), ($Re \leq 10^5$) corespunde formulei empirice dată de Blasius [50] unde ($\xi = 0,3164 / Re^{-1/4}$) și curba (3) corespunde legii de rezistență universală pentru țevi netede ($\xi^{-2} = 2 \log(R\sqrt{\kappa}) - 0,8$).
- domeniul de tranziție $5 \leq k/\delta_l \leq 70$ (porțiunile de curbă cu panta diferită de zero) în care $\xi = \xi(Re, k/r_0)$.
- complet rugos, $k/\delta_l > 70$, în care $\xi = \xi(k/r_0)$.

Curba (1) corespunde regimului laminar, în care $\xi = 64/Re$.

Din cele de mai sus rezultă că în cazul rugozităților relativ mici, asperitățile peretilor nu constituie perturbări generatoare de turbionii și numai după depășirea unor „valori critice” apar vârtejurile care apoi se propagă în curent.

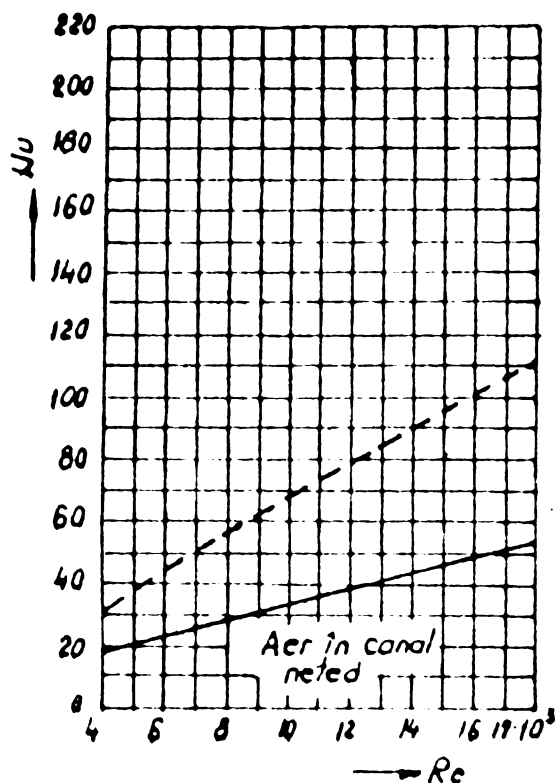
Este de presupus că influența rugozităților asupra transferului termic va apare numai deasupra acestor valori critice, atunci cînd se crează condiții de apariție a turbionilor. Este de menționat faptul că pentru aceeași rugozitate relativă apariția turbionilor depinde de numărul Re . La creșterea lui Re stratul laminar se subțiază și rugozitatea îl poate depăși, astfel încît se produce o perturbare amplificată a stratului care, în mod implicit, dă naștere la turbioni.

De asemenea trebuie subliniat faptul că în regim de curgere laminar rugozitatea nu influențează asupra transferului de căldură.

Coeficientul de convecție de partea suprafeței rugoase prezintă și o creștere aparentă față de țeava lisă, deoarece el se calculează raportat la suprafața corespunzătoare diametrului de bază al țevii, care evident este mai mică decît suprafața cu rugozități [77].

Nunner [78] a făcut cercetări sistematice cu aer într-o țeavă avînd diametrul de 50 mm cu pronunțate rugozități artificiale. La o țeavă nouă turnată, lucrînd la $Re = 10000$, a găsit că transferul de căldură a crescut cu circa 10% față de o țeavă lisă. Rugozitatea obișnuită a țevilor comerciale are o influență foarte mică asupra coeficientului de convecție și devine neglijabilă la valori moderate ale lui Re .

În figura 3.3. sînt prezentate rezultatele cercetărilor efectuate pentru determinarea transferului de căldură la curgerea aerului printr-un preîncălzitor cu plăci pe care s-a realizat o rugozitate artificială. Plăcile lise s-au dispus la o distanță de 20 mm unele de altele: prin creșterea rugozității artificiale distanța între planele imaginare



tangente la vîrfurile rugozităților a scăzut pînă la 10,2 mm. Pentru comparație s-a introdus în diagramă variația lui Nu pentru țevi lise și pentru $Pr = 0,72$. Dacă se trasează o linie care limitează inferior zona punctelor măsurate se găsesc valori ale lui Nu aproape duble decît cele corespunzătoare țevii lise. Valorile măsurate sînt cu atît mai mari cu cît distanța dintre planele imaginare este mai

Figura 3.3. $Nu = f(Re)$

mică datorită creșterii rugozității artificiale.

Valorile foarte mari ale lui Nu determinate experimental nu se recomandă a fi folosite.

Se poate observa că la diametre sau distanțe mai mari ale plăcilor, coeficienții de convecție nu mai cresc în aceeași măsură ca pentru cazul prezentat.

În regimul de curgere turbulent prin folosirea suprafețelor rugoase transferul de căldură poate fi dublat, în raport cu suprafețele netede: simultan cu aceasta, apare însă și o majorare a pierderilor de presiune, după cum au scos în evidență experiențele a numeroși cercetători [79] [80] [81] [7] [82]. Glaser [7] și Walger [82] au stabilit criteriile de evaluare, care permit să se aprecieze cînd poate fi considerată economică folosirea suprafețelor rugoase în construcția schimbătoarelor de căldură.

Din cele expuse mai sus se vede că pentru regiunea de curgere laminar, rugozitatea nu influențează transferul de căldură, decât eventual prin mărirea suprafeței. Majorarea suprafeței este însă relativ mică, astfel încât transferul suplimentar de căldură este total neglijabil.

3.2.2. CURGERI SECUNDARE

Prin „Curgeri Secundare” Prandtl [74] definește curgerile transversale pe cale dirijate perpendicular pe curgerea principală și care apar ca un efect al unei deviații provocate deocădere de presiune laterală.

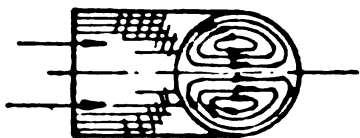
Dacă un fluid care curge de-a lungul unui perete suferă paralel cu peretele o deviație ca efect al unei căderi de presiune laterală, straturile vecine peretelui sînt deviate mai puternic decât firele de fluid mai îndepărtate, datorită vitezei mai mici pe care o posedă.

Frecarea la perete și efectul antrenării curentului exterior, împreună cu efectul de accelerație menționat, produc o deviere a stratului de frecare înspre zonele cu presiune mai coborîată, sub un unghi de pînă la 45° la curgeri laminare și pînă la $25 \dots 30^\circ$ la curgerile turbulente [74].

Fenomenul descris poate fi conceput ca o suprapunere a curgerii principale și a unei „curgeri secundare”, dirijată perpendicular pe ea. Din motive de continuitate, curgerea secundară nu se limitează numai la stratul de frecare, ea cuprinde și curgerea nucleului pe care-l poate influența sensibil.

La curgerea unui flux printr-un cot, curentul din raza centrală a cotului, datorită vitezei sale mai mari, tinde mai repede spre o curgere rectilinie, în timp ce firele din vecinătatea pereților, mult mai lente, sînt puternic

deviate spre interiorul cotului. In cot apare o curgere secundară care se suprapune peste cea principală, dirijată în apropierea peretelui spre interior, iar de la centrul tubului spre exterior (figura 3.4), punctul de viteză maximă se deplasează mult înspre exterior.



La curgerea laminară influența unui cot, chiar și puțin pronunțat este deosebit de puternică dacă numărul lui Re nu are valori prea mici.

Figura 3.4 Curgerea unui flux de fluid printr-un cot.

Părțile centrale ale curentului, care au viteză mai mare, sînt presate înspre exterior datorită forței centrifuge, în timp ce cele din apropierea pereților, mai lente, sînt dirijate spre centrul curburii.

La curburi mai pronunțate profilul vitezelor este modificat în întregime datorită curentului secundar: viteza maximă este deplasată în apropierea peretelui exterior. Curentul secundar ia naștere într-un fel de strat limită din apropierea pereților.

Pe bază de încercări White [83] a constatat că rezistența hidraulică la curgerea laminară într-un tub curbat poate fi calculată cu ajutorul formulei pentru curgerea prin țevi drepte prin multiplicarea ei cu o funcție $f(\Delta)$ în care:

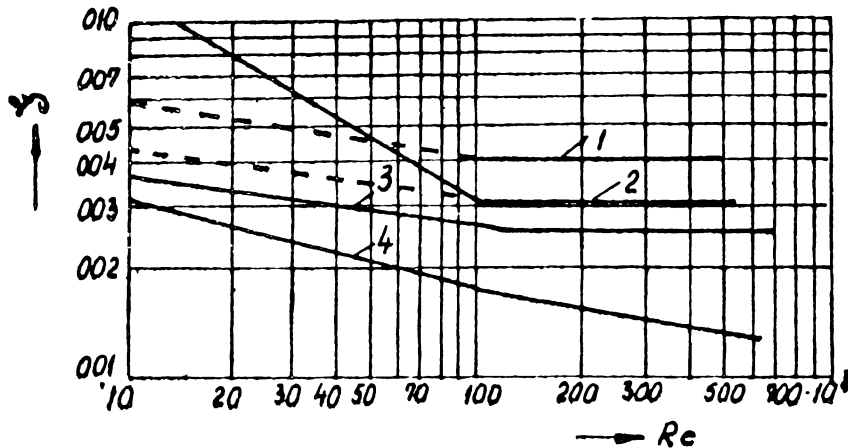
$$\Delta = \frac{1}{2} Re \sqrt{\frac{r}{R}}$$

unde r este raza țevii, iar R - raza cotului.

Pentru $\Delta < 20$, $f(\Delta) \approx 1$, iar pentru $20 < \Delta < 1000$ se poate utiliza expresia aproximativă:

$$f(\Delta) = 0,37 \Delta^{0,36} \quad (3.4)$$

Jeschke [84] a determinat experimental rezistența aerului comprimat la trecerea prin țevi răsucite, cu diametrul interior de 35 mm, cu două spire (D = 630mm) și cu șase spire (D = 210 mm), (figura 3.5) în regim de curgere turbulent.



In figura (3.5) curbele (1) și (2) reprezintă rezistențele măsurate curba (3) reprezintă țeava dreaptă rugoasă și curba (4) țeava dreaptă lisă.

Figura 3.5 Funcția $\zeta = f(Re)$ pentru țevi răsucite.

Hausen [85] propune o dependență lineară a coeficientului de rezistență ζ_c în funcție de raportul adimensional r/R de forma:

$$\zeta_c = \zeta (1 + 3.75 r/R) \quad (3.5)$$

Linia întreruptă, ² situată mult sub domeniul datelor măsurate, pune încă sub semnul întrebării valabilitatea relației lui Hausen pentru domeniile de curgere cu $Re < 10^5$.

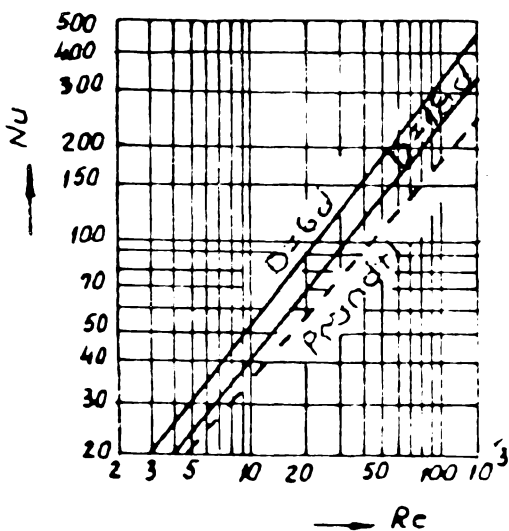


Figura 3.6 $Nu = f(Re)$

Pentru aceleași țevi Jeschke a determinat experimental și transferul de căldură. In figura 3.6 este trasată pentru comparație și variația lui Nu calculată cu expresia lui Prandtl pentru țevi drepte. Pentru $Pr = 0,72$

$$Nu = \frac{0,0295 Re^{3/4} Pr}{1 + 0,2 Re^{-1/8} (\theta_g - \theta_j)} \quad (3.6)$$

în care θ_g , căderea de temperatură în apropierea pereților,

este dată de relația:

$$\alpha_g = Pr \left[1,5 + \frac{24}{Pr - 1} \ln \frac{0,1863 - \frac{Pr}{Pr - 1}}{1 - \frac{Pr}{Pr - 1}} \right] \quad (3.7)$$

și $f_g = 12,9$ un raport adimensional care caracterizează viteza.

Din figura 3.6 se vede că prin mișcarea razei de curbură a coturilor, coeficientul de convecție, se majorează într-un raport aproape constant. Comparînd țevile cu coturi, cu țeava dreaptă rezultă o creștere a transferului de căldură, cu atît mai pronunțată, cu cît valorile lui Re sînt mai mari.

Din figurile (3.5) și (3.6) se poate observa că rezistențele hidraulice sînt mai puternic influențate de prezența coturilor decît transferul de căldură, îndeosebi la numere Re mici; la $Re = 10^5$ pentru $D = 18d$, creșterea lui Nu este de circa 30,5 % și a coeficientului de rezistență ζ de 67 %, iar la $Re = 20 \cdot 10^3$ creșterea lui Nu este de abia 20,7% în timp ce cea a coeficientului de rezistență de 280 %.

Cercetările lui Jeschke în privința transferului de căldură sînt făcute doar pentru două curbură de coturi și se opresc la $Re = 1,3 \cdot 10^5$, iar $Re = (6 \dots 7) \cdot 10^5$. Tinînd seama de variația liniară $\log Nu = f(\log Re)$ într-un domeniu destul de larg, $Re = (0,03 \dots 1,3) \cdot 10^5$, stabilit experimental, printr-o extrapolare s-ar părea că la valori mai mari ale lui Re , din cauza divergenței mici dintre dreptele corespunzătoare țevii drepte și a țevilor cu coturi, creșterea valorii coeficientului de convecție este mai mică decît cea a coeficientului de rezistență ζ . Totuși trebuie remarcat în (figura 3.5) că pentru $Re > 10^5$ divergența curbilor

$\log \xi = f(\log Re)$ este mai mică decât în domeniul $Re < 10^5$, astfel încât creșterea coeficientului de rezistență ξ este mai puțin pronunțată. Deoarece aprecierea unui schimbător de căldură se poate face numai dacă se iau în considerare atât factorii termici cât și cei hidraulici, s-ar părea că în domeniul $Re = (0,5 \dots 3)10^5$, pentru extremele cărora coeficientul de rezistență se dublează, s-ar plasa condițiile cele mai favorabile de funcționare ale unor asemenea schimbătoare de căldură la curgeri turbulente.

Desigur că prin extrapolarea făcută și legitatea admisă pentru $Nu = f(Re)$ mult în afara datelor experimentale, concluziile autorului acestei lucrări, pot avea numai un caracter orientativ. Trebuie deasemenea menționat faptul că Jeschke a efectuat experiențele sale, cu aer, numai pentru două raze de curbura, astfel încât nu se pot face extrapolări în ceea ce privește creșterea transferului termic la alte fluide și nici pentru coturi cu alte curbură.

Numai experiențe noi în acest domeniu pot duce la rezultate concludente.

Deoarece influența coturilor este destul de mare la curgerea laminară și se manifestă printr-o amestecare pronunțată a firelor de fluid, Bejan [89] este de părere că și transferul de căldură este mai puternic influențat decât în cazul curgerii turbulente. Curgerea secundară, care provoacă amestecarea puternică a firelor de fluid crează în curent, printr-un transport de masă, o convecție naturală intensă care contribuie la majorarea transferului de căldură. Lipsa de date în acest domeniu a permis să se facă doar aprecieri calitative din punct de vedere termic.

Având la bază cercetările de mai sus autorul a realizat și brevetat [3] schimbătorul de căldură cu geometrie

variabilă din aluminiu cu țevi în serpentină și raze de curbură foarte mici (24 mm) realizând în cadrul pompei termice românești pe care o echipează performanțe deosebit de ridicate.

O astfel de aplicație în fabricația schimbătoarelor de căldură constituie o premieră mondială și este prezentată ca noutate în cadrul tezei la capitolul 7.

3.2.3. INFLUENȚA ARIPIOARELOR ASUPRA TRANȘFERULUI DE CALDURA

Pentru majorarea schimbului de căldură între cei doi agenți termici, una dintre metodele cele mai des utilizate în construcția schimbătoarelor de căldură compacte, o constituie nervurarea suprafețelor încălzitoare ale acestora.

Aripioarele constituie adăosuri de corpuri de diferite forme și dimensiuni dispuse pe suprafețele netede, plane sau rotunde, ale suprafețelor încălzitoare. Ele pot constitui corp comun cu suprafețele de bază, prin construcție, sau pot fi corpuri separate din același material sau diferit, aplicate prin diferite metode (calare, sudare, lipire, procedeu termodecapant etc.) pe suprafețele de bază. Aripioarele pot avea suprafață netedă, cu ondulații sau geometrii diferite, putând fi continue sau întrerupte.

Prin utilizarea aripioarelor, suprafețele de schimb termic cresc, majorând în acest fel corespunzător și transferul de căldură al unei suprafețe de bază dată; evident că prin aceasta, pentru un același volum al schimbătorului de căldură, schimbul global de căldură se mărește, iar eficacitatea termică crește.

Dacă în general prin nervurare, majorarea trans-

ferului de căldură se datorește creșterii suprafeței de schimb termic, prin realizarea unor geometrii deosebite a aripioarelor se obține o majorare a transferului de căldură și cu ajutorul coeficientului de convecție. De exemplu prin intreruperea sau cresterea unei aripioare, cu răsfrîngerea unei fișii de material în direcția curentului de fluid la un anumit pas, se perturbă stratul limită și se sporește intensitatea transferului de căldură în comparație cu suprafețele netede, expuse unor condiții de mișcare identică.

De regulă, cu cât se produce mai des perturbarea artificială a stratului limită, cu atât este mai mare coeficientul de transfer, deși concomitent cu acesta crește și coeficientul de rezistență hidraulică. Inșă cu toată creșterea coeficientului de rezistență hidraulică, datorită nervurării suprafețelor creșterea coeficientului de convecție, va permite consumuri mai mici de energie pentru învingerea rezistențelor hidraulice, în atingerea valorii optime a coeficientului de convecție. Plecînd de la această premiză autorul a reușit să realizeze în construcția schimbătorului de căldură din aluminiu cu geometrie variabilă tipul de aripioare care să îmbunătățească substanțial coeficientul de transfer, menținînd totodată coeficientul de rezistență hidraulică în limite rezonabile. Tipurile de aripioare amintite vor fi pe larg tratate în capitolul 6,7 din prezenta lucrare.

Avînd în vedere că densitatea schimbului de căldură depinde de fluidul cu coeficientul de convecție mai mic, se nervurează de obicei suprafața în contact cu acesta. Uneori însă cînd ambele fluide au un coeficient de convecție mic (gaze), se dispun aripioare pe ambele suprafețe de schimb.

În construirea unor asemenea schimbătoare de căldură

există o largă posibilitate de combinare a unor suprafețe nervurate, de diferite forme, în funcție de proprietățile specifice ale agenților termici, adoptându-se suprafața cea mai potrivită. Pentru suprafețe de bază plane Kays și London [1] prezintă 33 de variante iar pentru tubulare 40 de variante, care pot fi combinate între ele astfel încât să dea un schimbător de căldură complex. Dar atât pe plan mondial cât și în țara noastră se realizează variante proprii cel puțin la fel de eficiente ca cele date de Kays [1].

Folosirea de suprafețe nervurate în locul celor netede depinde de o serie de condiții tehnico-economice specifice ca: volum, greutate, consum de metale, fiabilitate, preț de cost și de exploatare etc...

În general, însă independent de forma aripioarei, există anumite condiții cu caracteristici ce se cer știute pentru toate aripioarele.

a) - Eckert [32] arată că folosirea aripioarelor este numai atunci indicată, când cedarea de căldură de către aripioară crește odată cu creșterea înălțimii ei (figura 3.7), în caz contrar, ea trebuie să fie cât mai scurtă sau în anumite cazuri să fie suprimată.

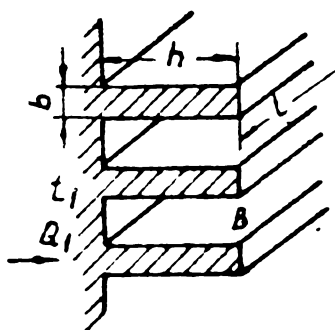


Figura 3.7. Aripioară.

$$\frac{dQ_A}{dh} = 0 \quad (3.8)$$

= // -

Din această condiție rezultă după Eckert că folosirea unei aripioare este utilă numai atunci când:

$$\frac{2\lambda}{\alpha \delta} > 5 ; \quad (3.9) \quad \lambda, \delta \text{ conductivitatea și grosimea aripioarei}$$

α coeficientul de convecție al fluidului

b - Pentru ca prin micșorarea grosimii aripioarei, care după cum se vede din relația (3.9) este favorabilă, căldura totală cedată de suprafața nervurată să rămână constantă, distanța dintre aripioare trebuie să scadă. În general distanța minimă dintre două aripioare nu trebuie să fie mai mică decât dublul grosimii stratului limită care se formează în jurul aripioarei, pentru ca acesta să nu se unească mărinđ în felul acesta rezistența termică.

c - Cedarea maximă de căldură cu consum minim de metal al unei aripioare, atunci când secțiunea este aceeași, se obține după E. Schmidt [86] pentru înălțimea h , care satisface relația:

$$\frac{h}{\delta \sqrt{2}} = 1,419 \sqrt{\frac{2\lambda}{\alpha \delta}} \quad (3.10)$$

d - Metalul cel mai economic pentru confecționarea unei aripioare este acela pentru care raportul dintre căldura pe care o cedează aripioara, Q_1 , și cea care s-ar ceda de către suprafața netedă de arie egală cu secțiunea bazei aripioarei (bl), Q , are valoarea:

$$\frac{Q_1}{Q} = 0,889 \sqrt{\frac{2\lambda}{\delta \alpha}} \quad (3.11)$$

e - Forme diferite de aripioare duc la consum de metal diferit. E Schmidt [86] arată că prin folosirea unor aripioare drepte netede, pentru aceeași căldură cedată, se aduce o economie de material de 44 % față de o aripioară ondulată, o economie de 67 % la aripioarele cu geometrie variabilă, în raport cu cea dreaptă netedă.

Consumul de metal pentru aripioara ondulată a fost dat de E. Schmidt [86] prin relația:

$$A_1 = \frac{2,109}{41^3 \cdot 2 \cdot \lambda} \left(\frac{Q_1}{\theta l} \right)^3 \quad (3.12)$$

în care A_1 este secțiunea aripioarei ($A_1 = \delta l$) și θ este diferența de temperatură, impusă, dintre aripioară și fluid.

$$\text{Din relația } Q = k_t \cdot A_t \cdot \Delta t_m \quad (3.13)$$

se observă cât este de utilă împărțirea secțiunii A_1 în cât mai multe sectoare mici (lucru de care a ținut cont și autorul) deoarece la o dublare a căldurii cedate Q_1 , secțiunea crește de opt ori. Dacă se folosesc două aripioare de secțiune egală cu cea inițială, este suficient să se majoreze secțiunea numai de două ori.

Relația (3.13) permite totodată să se compare eficacitatea unor metale diferite pentru suprafețe nervurate, secțiunea aripioarei fiind invers proporțională cu λ , ca atare greutatea este direct proporțională cu g/λ .

O condiție esențială pentru ca aripioara să realizeze o eficacitate maximă, este ca între baza ei și suprafața încălzitoare de bază, contactul să fie cât mai intim, lucru realizat de autor prin utilizarea procedurii de lipire în mediul termodecapant realizat la întreprinderea de Radiatoare din Brașov [5]. Testele făcute pe instalațiile experimentale au arătat că procedeul de transmitere a căldurii este de 100 % în cazul unei lipituri intime corecte dintre tuburi și aripioare, de doar 80 % pentru o lipitură incorectă sau neetanșă și abia de 40 % pentru lipituri necorespunzătoare.

De-a lungul unei aripioare, de la bază spre vîrf, temperatura scade astfel încît căldura (Q'_p) cedată de aceasta, este mai mică decît căldura (Q_p) care ar putea fi cedată la același coeficient de convecție, dacă

suprafața aripioarei ar avea peste tot temperatura bazei.

Caracterizarea aripioarei din punct de vedere al eficienței transferului de căldură sub acest aspect se face prin randamentul ei definit ca raport al celor două călduri:

$$\eta_p = \frac{Q_p'}{Q_p} \quad (3.14)$$

La întreruperi ale contactului dintre aripioară și suprafața de bază, prin golurile formate, căldura se transmite de la suprafață spre baza aripioarei prin convecție și radiație.

Cercetările lui Ross și Stoute [87] au arătat că această căldură este neglijabil de mică pe lângă căldura care s-ar transmite aripioarei prin conducție prin locurile de contact suprimate.

Comportarea unei asemenea aripioare se poate caracteriza prin randamentul η_{p_0} :

$$\eta_{p_0} = \frac{Q_{p_0}}{Q_p} \quad (3.15)$$

în care Q_{p_0} este căldura cedată de aripioara cu goluri.

O mărime caracteristică a aripioarei cu goluri în zonele de contact cu suprafața bazei, care reflectă căldura cedată de ea în raport cu cea pe care ar ceda-o în cazul unui contact perfect, este dată de raportul celor două randamente:

$$\xi = \eta_{p_0} / \eta_p = \frac{Q_{p_0}}{Q_p'} \quad (3.16)$$

Stephan [88] arată că pentru țevi ξ poate fi exprimat sub forma:

$$\xi = f\left(\frac{d_p}{d}; \sqrt{\frac{2\alpha(x=h)}{\lambda_p S_1}} d; \frac{h}{\alpha}; n; \frac{S}{u}\right) \quad (3.17)$$

în care „d” este diametrul exterior al țevii, d_p al aripioarei; $u = \pi d$ este circumferința țevii, S lungimea unei întreruperi și n numărul de întreruperi.

Determinarea analitică a valorii funcției ξ (3.17)

este foarte greoale și se preferă în acest scop folosirea analogiei electrice.

Servindu-se de modele electrice analoage Stephan [88] s-a găsit că prin goluri mici și numeroase, eficacitatea schimbului de căldură scade mai puțin, decât la goluri puține dar de dimensiuni mari. Chiar dacă sînt goluri mari eficacitatea lor scade sensibil numai atunci cînd lungimea

lor raportată la circumferința țevii are valori mari.

Creșterea eficacității printr-o lipire ulterioară îndeosebi la aripioare mici, este lipsită de importanță în raport cu creșterea costurilor.

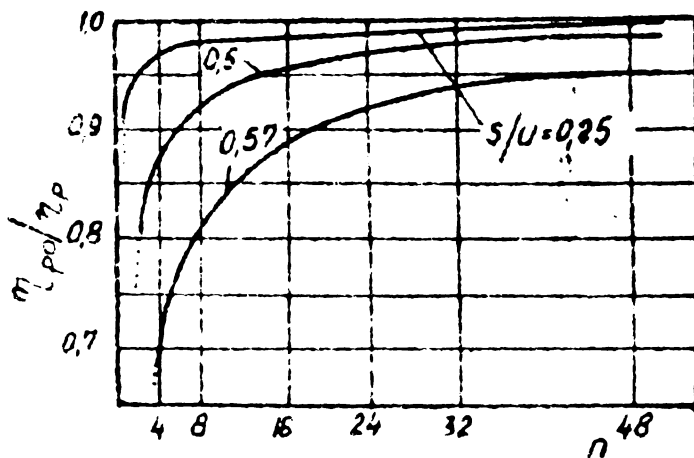


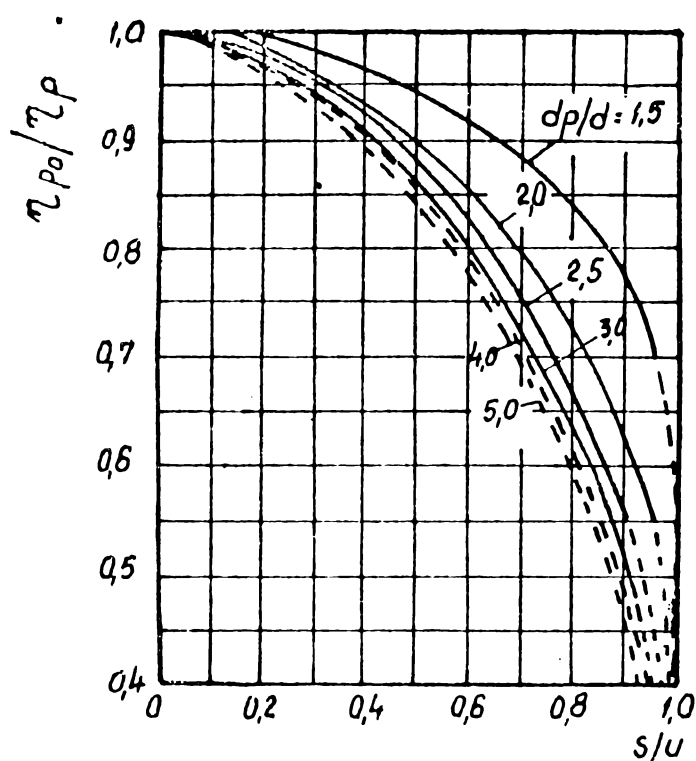
Figura 3.8 Eficacitatea unei aripioare în contact slab

$$\eta_{cp} / \eta_p = f(u)$$

În figura (3.8) este reprezentată eficacitatea unei aripioare cu contact slab, pentru diferite rapoarte d_p/d în funcție de raportul dintre întrepreri și circumferința țevii. Cu cît d_p/d este mai mic cu atît influența întreprerilor este mai redusă, datorită faptului că rezistența totală la aripioare scurte este foarte mare: o rezistență suplimentară la baza aripioarei, influențează mai puțin asupra rezistenței totale la aripioare scurte, decât la aripioare lungi.

Din figura (3.9) în care este reprezentat ξ în funcție de numărul întreprerilor n pentru diferite valori

ale raportului S/n , se vede că la un număr foarte mare de



întreruperi randamentul aripioarei tinde spre o valoare limită, care se apropie de cel al aripioarelor cu contact perfect. Deci aripioarele fretate și cele înfășurate pe țevă au o comportare foarte bună din punct de vedere termic.

Literatura de specialitate este foarte bogată în tratarea problemei aripioarelor exterioare la care autorul se referă

Figura 3.9 Reprezentarea randamentului $\eta_p = f(s/u)$.

[29], [30], [1], [42], [86], [87], [88], [90], [91], [92], [93], [94], [95], [96], [97] etc... atît din punct de vedere teoretic cît și experimental, astfel că autorul nu le va mai reproduce, rezumîndu-se doar la cele pe care s-a făcut cercetarea și a căror gamă este acoperitoare pentru majoritatea tipurilor de schimbătoare de acest gen.

Aripioarele sînt în general confecționate din bandă subțire de cupru, aluminiu, alamă sau oțel avînd o infinitate de forme. Unele simple, altele cu geometrii extrem de complicate cum sînt cele redatăe în figura 3.10. Aripioarele sînt fixate de țevi (tuburi) prin extrudare sau lipire. Utilizarea aripioarelor conduce la majorarea suprafețelor de transfer precum și a coeficientului de convecție.

Datorită formelor diferite ale acestora apar și foarte mulți factori de influență, schimbînd uneori complet caracterul curgerii fluidelor. Coeficientul de convecție este prin aceasta influențat în mod deosebit și poate ajunge în cazul

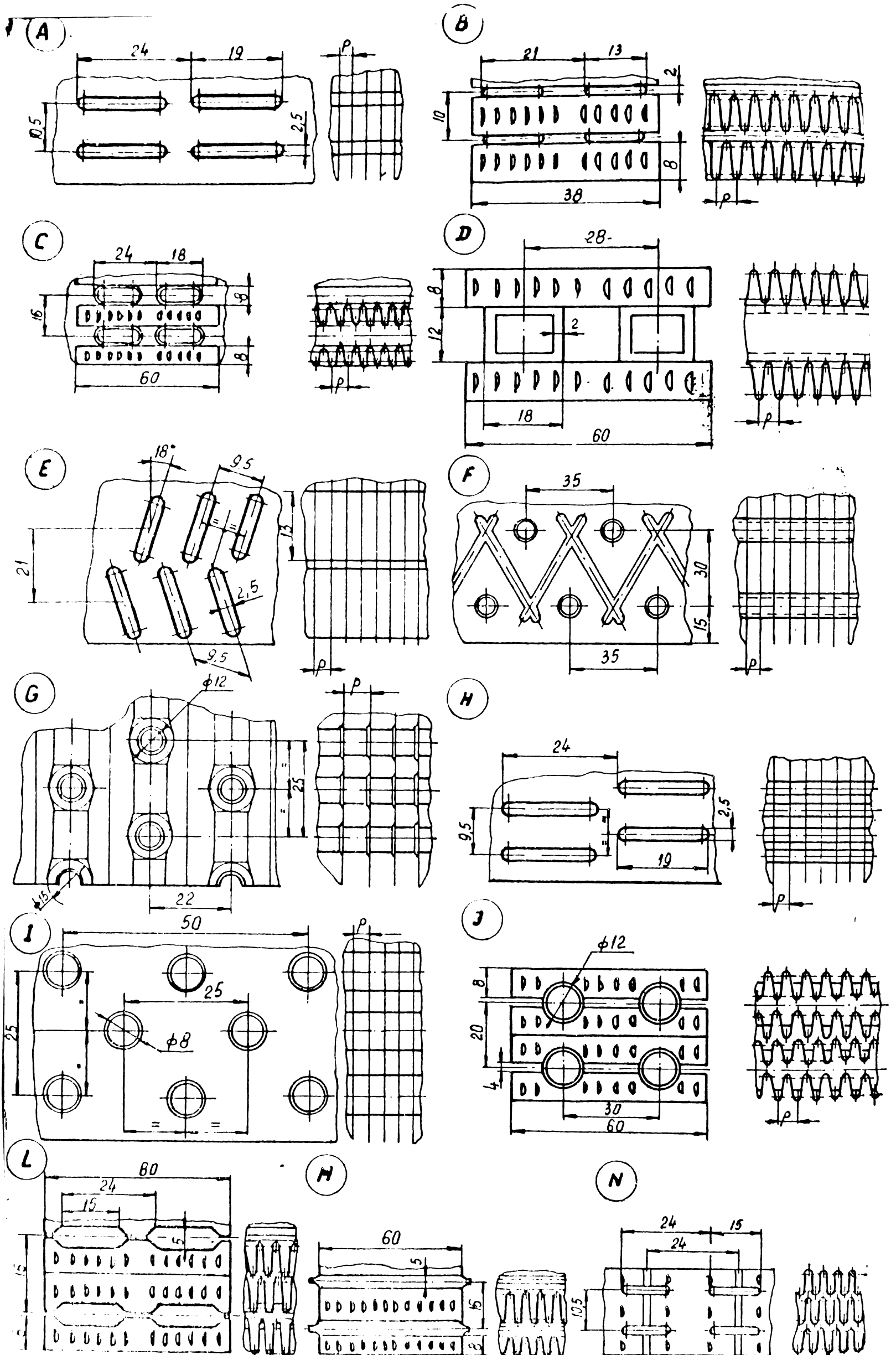


Figura 3.10. Tipuri de construcții testate.

aripioarelor cu geometrie variabilă la valori extrem de ridicate. Principalele caracteristici ale geometriilor testate și figurate în 3.10 sînt prezentate tabelar în anexa

CONCLUZII

Deoarece literatura de specialitate conține prea puține date cu privire la transferul de căldură ale schimbătoarelor de căldură compacte și aproape deloc în legătură cu cele din aluminiu, autorul a încercat să sistematizeze în măsura în care a fost posibil, factorii care influențează transferul de căldură la asemenea elemente.

În această lucrare au fost cercetate atît aripioarele cu suprafețe plane cît și o parte din cele cu geometrii complexe.

În programul de cercetări s-a urmărit să se stabilească influența următorilor factori, asupra transferului de căldură la schimbătoarele de căldură compacte:

- posibilitatea înlocuirii cuprului cu alte metale și în special cu aluminiul.
- găsirea unui procedeu corespunzător și economic de îmbinare a aluminiului.
- realizarea unei stații pilot de cercetare.
- realizarea unor aripioare din aluminiu cu geometrie variabilă comparativ cu alte construcții.
- testarea îmbinărilor tub-aripioară realizate prin metode diferite, în instalații experimentale speciale.
- realizarea unor module de schimbătoare după noua concepție, mai ales pentru cele din aluminiu.
- testarea modulelor pe instalații experimentale și adaptarea rezultatelor pe baza similitudinii.
- determinarea criteriilor de eficiență.
- extinderea rezultatelor în fabricația de serie și omologarea

procedeeelor.

- realizarea unei instalații industriale de mare serie. .
- extinderea rezultatelor și în alte domenii industriale etc.

CAPITOLUL 4°. TRANSFERUL DE CALDURA LA TEVI SI ARIPIOARE

La suprafețe de schimb cu aripioare, transferul de căldură spre (sau de la) fluidul care spală suprafața nervurată, se poate face fie de la peretele de bază și suprafața aripioarei (figura 4.1.a), fie numai prin suprafața aripioarelor (figura 4.1.b), după forma și dispoziția lor. In cele

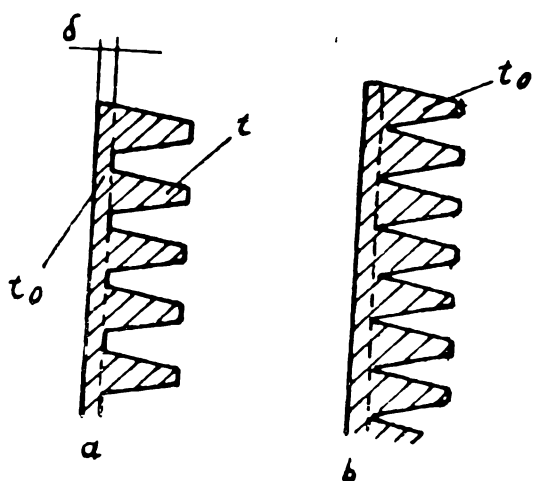


Figura 4.1.

ce urmează se va trata cazul aripioarei spălate de fluidul rece. In cazul în care fluidului rece îi este cedată căldura și de către peretele de bază și de către aripioară, dacă coeficientul de transfer α este același pentru ambele suprafețe, densitățile fluxurilor de căldură q [w/m^2] sînt diferite.

Presupunînd că temperatura peretelui de bază este t_0 și cea a fluidului rece t_{fl} , densitatea fluxului de căldură de la perete la fluid este:

$$q_b = \alpha (t_0 - t_{fl}).$$

In cazul aripioarei densitatea medie a fluxului de căldură este:

$$q_b = \alpha (t - t_{fl})$$

Temperatura t a aripioarei reprezintă o valoare medie a temperaturilor suprafeței acesteia, mai mică decît temperatura suprafeței acesteia și tot mai mică decît temperatura suprafeței peretelui de bază t_0 .

Intr-adevăr aripioara are la bază temperatura t_0 ; ea primește căldură de la perete și o transmite prin conducție termică de-a lungul ei, cedînd în același timp căldura

prin convecție fluidului rece care o spală. Datorită căldurii cedate temperatura aripioarei scade de la bază (t_0) spre vîrf și temperatura ei medie este evident mai mică decît cea a peretelui de bază, deci și densitatea medie a fluxului de căldură al aripioarei, ρ_p , este mai mică decît cea a peretelui de bază ρ_b .

Din cele de mai sus se vede că suprafața aripioarelor nu are aceeași eficacitate în procesul transferului de căldură ca suprafața de bază și că majorarea căldurii totale transmisă de aripioara nu este direct proporțională cu creșterea suprafeței realizate.

Trebuie remarcat chiar că și în cazul în care prin nervurare coeficientul de convecție α crește datorită diferitelor procese de turbionare care apar prin nervurare; din cauza variației temperaturii în lungul aripioarei, care implicit se modifică și ea, densitatea fluxului de căldură de la aripioară la fluid, poate fi mai mică decît cea de la peretele de bază la fluid.

La stabilirea expresiilor de calcul ale trecerii de căldură pentru suprafețe nervurate, trebuie deci să se țină seama de gradul de eficacitate al acestora, respectiv de variația temperaturii de-a lungul lor.

4.1° ECUATIILE SCHIMBULUI DE CALDURA

Expresia schimbului de căldură se stabilește pornind de la expresiile cunoscute pentru trecerea de căldură pentru pereți cilindrici omogeni. Grosimea pereților țevii fiind mică ($\delta < 1$ mm) se consideră că $A_e = A_i = A$ și se poate scrie:

$$Q = \alpha_0 A (t_0'' - t_0') \quad (4.1)$$

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} A (t_0' - t_0) \quad (4.2)$$

$$Q = \alpha A_t (t_0 - t_{fl}) \quad - // - \quad (4.3)$$

În expresia (4.3) A_t reprezintă suma suprafeței țevii libere A_1 și suprafeței aripioarelor A_p . Deoarece aripioara are o temperatură mai mică decât t_o , α din expresia (4.3) reprezintă un coeficient de convecție convențional, corespunzător întregii suprafețe interioare ($A_t = A_1 + A_p$).

În realitate țeava și aripioara au temperaturi diferite, (t_o și t) și coeficienți de convecție diferiți (α_l și α_p).

Tinând seama de cele de mai sus expresia (4.3) trebuie scrisă ca o sumă dintre Q_1 (țeavă liberă - fluid) și Q_p (aripioară - fluid);

$$Q = Q_1 + Q_p = \alpha_l A_1 (t_o - t_{fl}) + \alpha_p A_p (t - t_{fl}) \quad (4.4)$$

Pentru a putea reduce expresia (4.4) la forma simplă dată de (4.3), Harper și Brown [90] au introdus randamentul aripioarei, definit ca raport al căldurii Q_p cedată de aripioară fluidului la temperatura ei medie t și căldura Q_p' pe care ar ceda-o la temperatura interioară, a peretelui țevii t_o :

$$\eta_p = \frac{Q_p}{Q_p'} = \frac{\alpha_p \int \theta dA_p}{\alpha_p \theta_o A_p} = \frac{\theta}{\theta_o} = \frac{t - t_{fl}}{t_o - t_{fl}} \quad (4.5)$$

unde prin θ s-a notat diferența de temperatură dintre perete și fluid.

Din expresia randamentului aripioarei se poate scrie:

$$Q_p = \eta_p Q_p' = \alpha_p (t_o - t_{fl}) \eta_p A_p \quad (4.6)$$

Introducînd expresia (4.6) în (4.4) și admițînd într-o primă aproximație $\alpha_p \approx \alpha_l = \alpha_i$;

$$Q = \alpha_i (t_o - t_{fl}) (A_1 + \eta_p A_p) \quad (4.7)$$

Rezolvînd și explicitînd față de ecuațiile (4.1)(4.2) și (4.3) se deduce:

$$Q = \frac{\Delta t_m}{\frac{1}{\alpha_o A} + \frac{S}{\lambda A} + \frac{1}{\alpha_i (A_l + \eta_p A_p)}} \quad (4.8)$$

Comparînd expresia (4.8) cu relația generală a trecerii de căldură raportată la suprafața A

$$Q = K_A \cdot A \cdot \Delta t_m \quad (4.9)$$

se poate găsi valoarea coeficientului de trecere a căldurii corespunzătoare A (suprafața de bază lisă).

$$K_A = \frac{Q}{A \Delta t_m} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_0} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_i (A_l/A + \eta A_p/A)}} \quad (4.9a)$$

Gradul de nervurare fiind raportul dintre suprafața totală A_t și suprafața de bază A, $\varphi = \frac{A_t}{A}$ și ținând seama de suprafața mică a muchilor de contact ale aripioarelor față de suprafața interioară a țevilor, se poate admite că

$$\frac{A_l}{A} \approx 1$$

Deoarece:

$$A_p = A_t - A$$

$$\frac{A_p}{A} = \frac{A_t - A}{A} = \varphi - 1,$$

și se poate scrie pentru coeficientul de trecere a căldurii

$$\frac{1}{K_A} = \frac{1}{\alpha_0} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_i (A_l/A + \eta A_p/A)} \quad (4.10)$$

Dacă se consideră schimbul de căldură raportat la suprafața totală A_t ecuația trecerii de căldură va fi:

$$Q = K_t \cdot A_t \cdot \Delta t_m \quad (4.11)$$

Egalînd relațiile (4.9) și (4.11) obținem:

$$K_t = K_A \frac{A}{A_t} = \frac{K_A}{\varphi}$$

Pentru coeficientul de trecere a căldurii K_t , raportat la suprafața totală se poate scrie:

$$\frac{1}{K_t} = \varphi \left\{ \frac{1}{\alpha_0} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_i [1 + \eta(\varphi - 1)]} \right\} \quad (4.12)$$

Ambele relații (4.10) și (4.12) pot fi folosite pentru calculul schimbului de căldură de-a lungul țevii nervurate. Cu expresiile (4.9) și (4.10) se poate determina gradul de nervurare φ corespunzător unui schimb de căldură cunoscut:

$$\varphi = \frac{B \alpha_i (\eta - 1) + 1}{B \alpha_i \eta} \quad (4.13)$$

în care:

$$B = \frac{1}{K_A} = \left(\frac{1}{\alpha_0} + \frac{\delta}{\lambda} \right)$$

Dacă suprafața nervurată este cunoscută, schimbul de căldură se calculează cu expresiile (4.11) și (4.12).

Relația dintre coeficientul de convențional de calcul α și coeficientul de convecție al aripioarei α_p se pot găsi egalînd expresiile (4.3) și (4.4),

$$\alpha_{A_t} (t_0 - t_{f1}) = \alpha_l A_l (t_0 - t_{f1}) + \alpha_p A_p (t - t_{f1})$$

din care rezultă:

$$\alpha = \alpha_p \left[\frac{A_p}{A_t} \frac{t - t_{fe}}{t_0 - t_{fe}} + \frac{\alpha_l A_l}{\alpha_p A_t} \right] \quad (4.14)$$

Dacă se consideră într-o primă aproximație că

$\alpha_l \approx \alpha_p = \alpha$ și se introduce în relația (4.14), expresia

$$\eta_p = \frac{t - t_{f1}}{t_0 - t_{f1}} \quad \text{și} \quad \rho = \frac{A_t}{A}$$

se poate scrie

$$\alpha = \alpha_p \left[1 - (1 - \eta)(1 - \frac{1}{\rho}) \right] \quad (4.15)$$

Deoarece pentru țevi nervurate randamentul η_p este totdeauna mai mic decît unitatea iar gradul de nervurare ρ mai mare decît unitatea, coeficientul de convecție al aripioarei α_p , este totdeauna mai mare decît coeficientul convențional α .

Din graficul alăturat figura 4.2 în care e reprezentat raportul $\frac{\alpha}{\alpha_p}$ în funcție de randamentul aripioarei pentru diferite grade de nervurare trasat pe baza expresiei (4.15), se vede că diferența dintre cei doi coeficienți α și α_p e cu atît mai mică cu cît gradul de nervurare e mai mic.

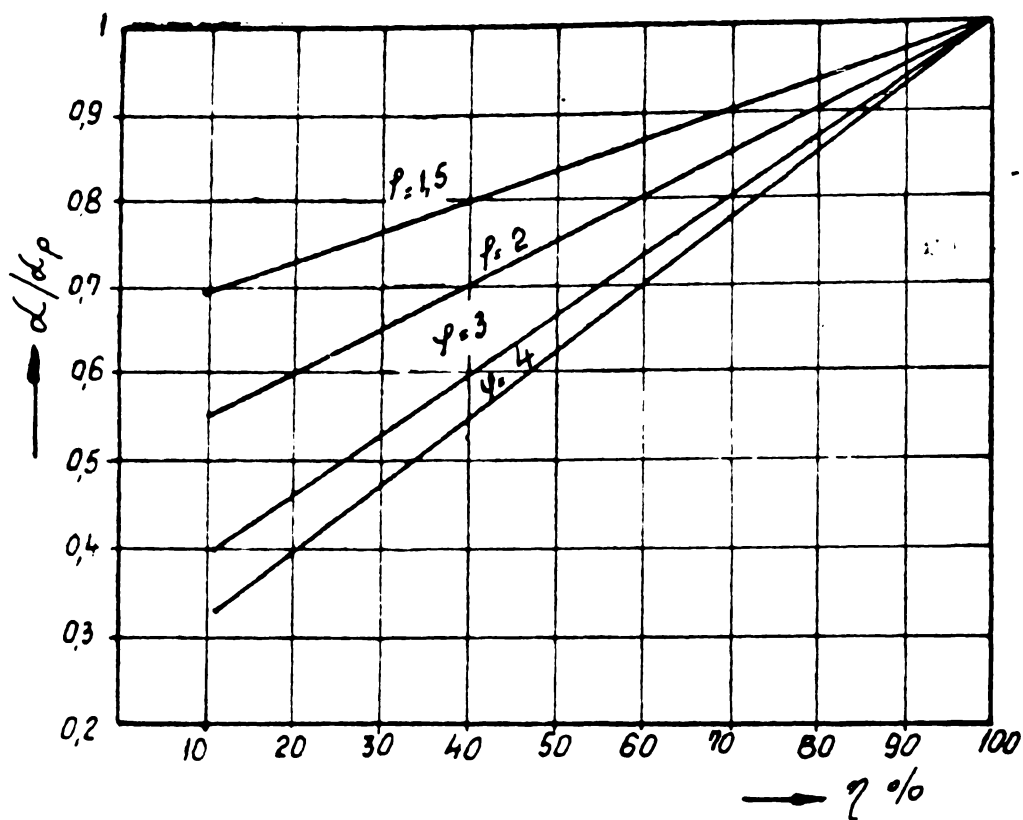


Figura 4.2. Reprezentarea funcției $\alpha/\alpha_p = f(\eta)$

4.2. REPARTITIA TEMPERATURII DE-A LUNGUL ARIPIOAREI

Repartiția temperaturii de-a lungul unei aripioare, se poate stabili considerînd un caz simplificat al unei aripioare, constituită dintr-o bară de secțiune constantă, cu unul din capete lipit pe una din suprafețele încălzitoare ale peretelui tubului, iar cu celălalt liber.

În cele ce urmează se consideră că fluidul cald spală suprafața încălzitoare lisă, iar aripioarele sînt spălate de fluidul rece. Dacă se admite că temperatura la baza aripioarei t_0 și cea a fluidului t_p , rămîn constante, datorită căldurii pe care aripioara o cedează fluidului rece diferența de temperatură dintre acesta, scade de la bază spre vîrf [91].

Fie h lungimea barei, A secțiunea și U perimetrul, t_0 temperatura peretelui cald, t_p temperatura fluidului și t temperatura barei (figura 4.3). Diferența

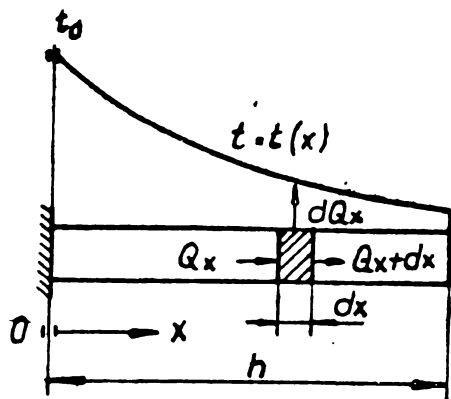


Figura 4.3

de temperatură dintre suprafața barei și a fluidului rece este:

$$\theta = t - t_f$$

La baza aripioarei, pentru $t = t_0$

$$\theta_0 = t_0 - t_f$$

Căldura transferată fluidului rece de un element dx este:

$$dQ = \alpha \theta(x) U dx \quad (4.16)$$

Pe de altă parte, din bilanțul termic, se poate scrie

$$dQ = Q_x - Q_{x+dx} = -\lambda A \left[\frac{d\theta}{dx} - \left(\frac{d\theta}{dx} + \frac{d^2\theta}{dx^2} dx \right) \right]$$

$$dQ = \lambda A \frac{d^2\theta}{dx^2} dx \quad (4.17)$$

unde λ este conductivitatea termică a barei.

Egalînd relațiile (4.16) și (4.17) rezultă expresia variației diferenței de temperatură θ :

$$\text{notînd } m^2 = \frac{\alpha U}{\lambda A} \quad \frac{d^2\theta}{dx^2} = \frac{\alpha U}{\lambda A} \theta$$

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} = m^2 \theta \quad (4.18)$$

Relația (4.18) este o ecuație diferențială liniară omogenă de ordinul II cu coeficienți constanți, a cărei soluție generală e de forma:

$$\theta(x) = C_1 e^{-mx} + C_2 e^{+mx} \quad (4.19)$$

sau

$$\theta(x) = C_1 \text{ch}(mx) + C_2 \text{sh}(mx) \quad (4.20)$$

Constantele de integrare C_1 și C_2 se pot determina din condițiile de capăt ale aripioarei.

La baza aripioarei, $x = 0$ și $\theta = \theta_0$, rezultă deci că

$$C_1 = \theta_0$$

Admițînd că datorită cedării de căldură fluidului rece, temperatura aripioarei la vîrf este egală cu cea a fluidului, se pot găsi condițiile pentru determinarea constantei

C_2 :

$$x = h, \quad \theta = 0$$

și $C_2 = -\theta_0 c t_h (mh)$

Inlocuind pe C_1 și C_2 în ecuația (4.20):

$$\theta(x) = \theta_0 \frac{\Delta hm(h-x)}{\Delta hm h} \quad (4.21)$$

Căldura cedată de elementul dx fluidului rece se poate calcula cu relația (4.16), în care se introduce expresia (4.21)

$$d\dot{Q} = \alpha U \theta_0 \frac{s h m(h-x)}{sh mh} dx \quad (4.22)$$

Deoarece θ scade odată cu creșterea lui x , se poate vedea din relația (4.22) că aripioară devine din ce în ce mai puțin eficace înspre vîrf, spre care căldura locală cedată fluidului rece scade rapid.

Dacă se consideră coeficientul de convecție (α) neschimbat în lungul barei, secțiunea și perimetrul acesteia constante, căldura cedată local de către bară, fluidului rece, este direct proporțională cu diferența locală de temperatură dintre suprafața barei și a fluidului $\theta(x)$.

În figura 4.4 este reprezentat raportul $\theta(x)/\theta_0$ din relația (4.21) în funcție de x/L pentru o bară de secțiune pătrată cu lungimea unitară $L = 1$.

Cele patru curbe corespund valorilor $\alpha = \frac{\lambda}{4}$,
 $\alpha = \lambda$, $\alpha = 2\lambda$ și $\alpha = 9\lambda$

Din diagramă se vede că pe măsură ce α crește panta curbei $\theta(x) = f \frac{x}{h}$ este mai mare. Dacă se admite că cedarea de căldură de la bară, este eficace pentru valori ale raportului $\theta(x)/\theta_0$ cuprinse între 1 și 0,5, din lungimea aripioarei. Ea este activă 44 % pentru $\alpha = \frac{\lambda}{4}$ și aproape 10 % pentru $\alpha = 9\lambda$.

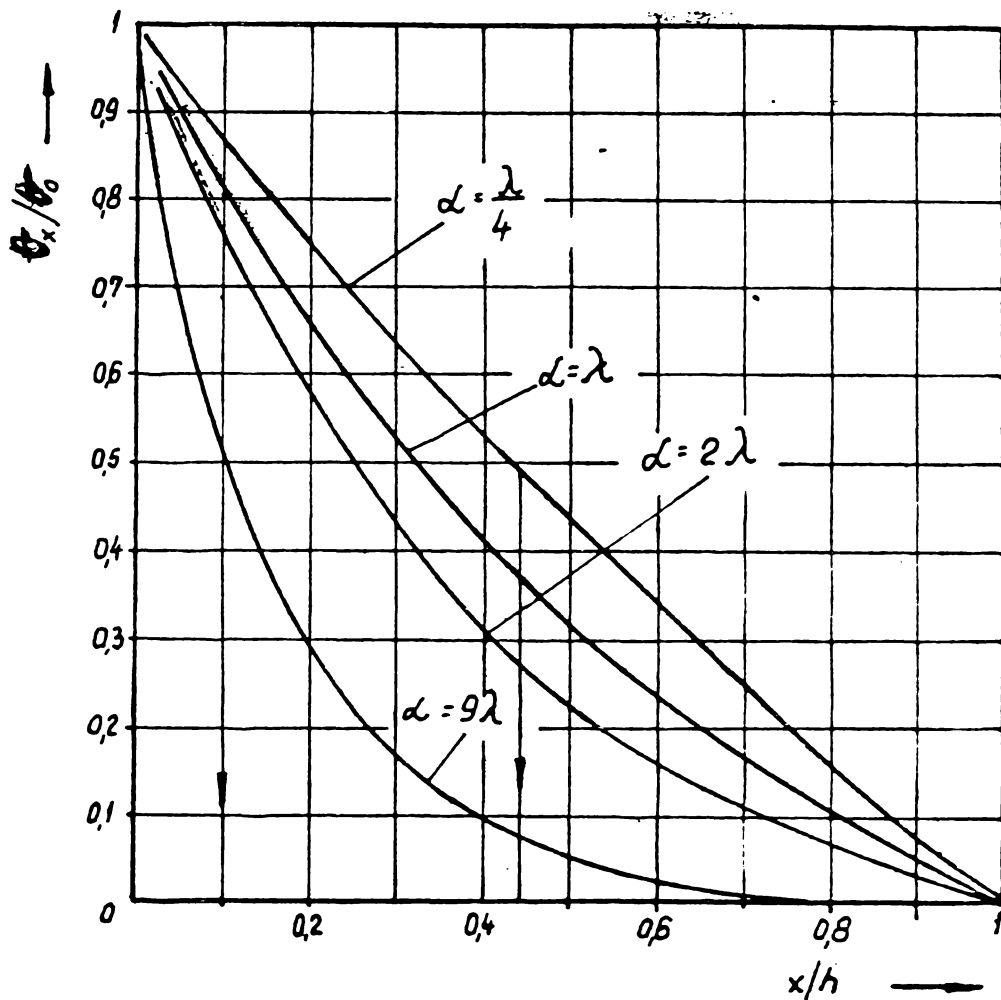


Figura 4.4 Reprezentarea raportului $\frac{\theta(x)}{\theta_0} = f\left(\frac{x}{h}\right)$ din figura 4.21.

4.3 RANDAMENTUL ARIPIOAREI

Eficacitatea aripioarei în procesul de convecție este definit prin randamentul ei introdus de Harper și Brown [90], Expresia randamentului, dată de relația (4.5) depinde după cum s-a văzut, de variația lui θ în lungul aripioarei și de θ_0 :

$$\eta_p = \frac{Q_p}{Q_p} = \frac{\alpha_p \int \theta_d A_p}{\alpha_p \theta_0 A_p} = \frac{t' - t_{fe}}{t_0 - t_{fe}}$$

Pentru determinarea temperaturii medii a aripioarei, t' , la care aceasta cedează căldură fluidului rece, se consideră o aripioară de secțiune dreptunghiulară A , constantă avînd o grosime δ , mică în raport cu lungimea ei l (figura 4.5) [92].

Grosimea δ a aripioarei este în general negli-
jabilă față de lungimea l și se poate scrie

$$\frac{U}{A} \approx \frac{\delta}{\alpha}$$

În ecuația câmpului de temperatură (4.18)

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} = m^2\theta \quad \text{iar valoarea lui } m \text{ este:}$$

$$m^2 = \frac{2\alpha}{\delta}$$

În ecuația (4.20) constan-

ta C_1 se determină pentru ace-
leași condiții de la (4.1),

$$x = 0 \text{ și } \theta = \theta_0,$$

deci

$$C_1 = \theta_0$$

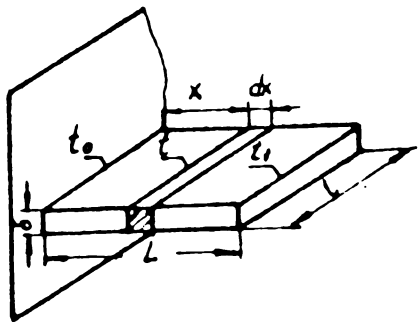


Figura 4.5 Aripioară de secțiune dreptunghiulară.

Constanta C_2 se determină admitînd că la vâr-
ful aripioarei căldura cedată fluidului este nulă. Presu-
punînd că valoarea coeficientului de convecție al aripioa-
rei α_p este constant pentru toată suprafața ei, se poate
scrie:

$$Q_{(x=L)} = -\lambda A \left(\frac{d\theta}{dx} \right)_{x=L} = \alpha_p A_a \theta_{(x=L)} = 0 \quad (4.23)$$

Introducînd în ecuația (4.23) expresia (4.20)
pentru $x = L$, rezultă:

$$C_2 = -\theta_0 \operatorname{th}(mL)$$

și expresia (4.20) devine:

$$\theta(x) = \theta_0 \left[\operatorname{ch}(mx) - \operatorname{th}(mx) \operatorname{sh}(mx) \right] \quad (4.24)$$

Căldura Q_0 preluată de aripioară de la pere-
te este:

$$Q_0 = -\lambda A \left(\frac{d\theta}{dx} \right)_{x=0} \quad (4.25)$$

Din ecuația (4.24), pentru $x = 0$:

$$= \dots$$

$$\left(\frac{dt}{dx}\right)_{x=0} = -m \theta_0 t h \text{ (m h)}$$

cu această relație expresia (4.25) devine

$$Q_0 = \lambda A m \theta_0 t h \text{ (m h)} \quad (4.26)$$

Căldura cedată de aripioară fluidului rece, la temperatura medie a aripioarei t' este

$$Q'_p = \alpha A_p (t' - t_{fl}) \quad (4.27)$$

Deoarece cele două călduri Q_0 și Q'_p sînt egale din relațiile (4.26) și (4.27) rezultă:

$$\eta_p = \frac{t' - t_{fl}}{t_0 - t_{fl}} = \frac{t h \text{ (m h)}}{m h} \quad (4.28)$$

sau introducînd valoarea lui m :

$$\eta_p = \frac{t' - t_{fl}}{t_0 - t_{fl}} = \frac{t h h \sqrt{\frac{2\alpha}{\lambda \delta}}}{h \sqrt{\frac{2\alpha}{\lambda \delta}}} \quad (4.29)$$

Se poate calcula randamentul și pentru alte forme de aripioare decît cea de secțiune constantă exemplificată mai sus, în măsura în care variația temperaturii poate fi stabilită analitic. Pentru asemenea cazuri se obțin expresii foarte complicate. Th.E.Schmidt [94] a arătat că pentru cazuri practice se poate folosi relația (4.29) utilizată și de autor, în care se introduce în locul grosimii reale a aripioarei δ o mărime echivalentă δ_R , iar pentru unele forme speciale și prin introducerea unui factor de corecție ψ . Eroarea care apare în asemenea cazuri nu depășește de obicei $\pm 1\%$.

Th.E.Schmidt a calculat factorul de corecție ψ pentru diferite forme de aripioare și le-a prezentat sub formă grafică de ℓ_R / s_R [93]. În literatura de specialitate se dau indicații detaliate pentru diferite tipuri de aripioare [91], [92], [94], [96], [1] [98] etc...

Deoarece în lucrare sînt prezentate și aripioare cu geometrii complexe în calcule s-au utilizat și corecțiile date de literatura de specialitate.

Studiul efectuat pe aceste module, a avut în vedere determinarea influenței diferiților factori ca: materialul (cuprul, aluminiul, alama sau oțelul) numărul și dispunerea tuburilor, viteza și temperatura apei și aerului, numărul și geometria aripioarelor, pașii și adâncimea corpiilor etc... pentru a se trage concluzii cât mai complete pentru realizarea schimbătorului propus.

Pentru a caracteriza comportarea termică a diferitelor tipuri de țevi, s-a calculat cu datele rezultate din măsurători, ecuația criterială a transferului de căldură: $Nu = f(Re.Pr)$.

S-a adoptat funcția simplă de mai sus, ținând seama de faptul că în cadrul cercetărilor efectuate, s-au determinat coeficienții de convecție medii, utilizând țevi de aceeași lungime. Factorul de corecție n-a fost luat în considerare, deoarece diferențele de temperatură dintre perete și fluid au fost relativ mici, astfel încât raportul $\frac{\eta_{fl}}{\eta_p}$ la puterile n recomandate de diferiți cercetători, au avut valori foarte apropiate de unitate.

În baza celor arătate rezultatele pot fi puse sub forma dependenței lui Nu de produsul Re.Pr., la valori mari ale lui Pr, deoarece în asemenea cazuri, lungimea de stabilizare hidraulică reprezintă o fracțiune mică din lungimea de stabilizare termică [37].

Ținând seama că „premiza obligatorie a similitudinii fenomenelor fizice trebuie să fie similitudinea geometrică [29][30][37], compararea țevilor cu aripioare identice ca formă s-a făcut pe baza criteriului lui Nusselt, iar compararea termică a țevilor diferite din punct de vedere geometric, s-a făcut pe baza relației dintre coeficientul de convecție și debitul masic.

4.4. TEMPERATURA DETERMINANTA

Dacă variațiile căldurii specifice și ale densității apar neglijabile, în schimb influența temperaturii asupra vîscozității este foarte puternică. Vîscozitatea apare ca unul din factorii determinanți ale unor mărimi criteriale (Re, Pr) care depind în consecință, în mare măsură de temperatură. În exprimarea rezultatelor finale, este deci deosebit de importantă alegerea temperaturii de referință pentru diferite mărimi φ , numită temperatură determinantă.

În alegerea temperaturii determinante trebuie să se țină seama că temperaturile fluidului variază, atît în secțiune cît și în lungul țevii.

Mai mulți autori Grigull [37], Kraussold [46] Sieder și Tate [43] Boehm [49], Micheev [30], au ajuns la concluzia că pentru transferul de căldură în regim laminar, cea mai indicată alegere a temperaturii determinante este media aritmetică dintre temperatura de intrare (t_1) și cea de ieșire (t_2) din schimbător.

$$t_{f1} = \frac{t_1 + t_2}{2} \quad (4.30)$$

Pe baza unor experiențe și a analizei celor mai noi lucrări, Micheev [30] consideră că la prelucrarea datelor experimentale asupra schimbului de căldură și a rezistenței hidraulice este oportun să se ia ca temperatură determinantă, temperatura medie t_{f1} a fluidului. O astfel de alegere, simplifică mult calculele practice.

Tinînd seama că temperatura în secțiunea tubului este variabilă, cele două temperaturi t_1 și t_2 reprezintă deasemenea valori medii ale acestor mărimi. Ele pot fi determinate prin măsurarea cîmpului de temperatură în secțiunile considerate folosind apoi relația valabilă pentru un regim

de curgere staționar.

$$t_m = \frac{1}{A} \int t \, dA \quad (4.31)$$

Grigull [37] și Micheev [30], arată că nu este necesar să se determine câmpul de temperatură în secțiune, în cazul în care înaintea punctului de măsurare a temperaturii, fluidul este bine amestecat. Grigull [37] mai arată că dacă se folosesc termometre cu rezistență, a căror rețea se extinde în secțiune, valoarea indicată reprezintă temperatura medie în secțiunea respectivă.

Deoarece măsurarea câmpului de temperatură în secțiune mică a țevilor cercetate este foarte dificilă, autorul a măsurat direct temperaturile medii în secțiunea de intrare și ieșire, luînd în acest scop măsuri de amestecare intensă a fluidului.

Autorul a ales ca temperatură determinantă temperatura medie a fluidului, t_{f1} , calculată cu expresia (4.30).

4.5. ECUATIA CRITERIALA . CRITERII DE

SIMILITUDINE

Transmiterea căldurii și în deosebi convecția termică (așa cum s-a menționat în capitolul al 2 -lea), datorită multitudinii factorilor care apar , se impune necesitatea studierii lor experimentale. Generalizarea acestor date este posibilă numai prin folosirea teoriei similitudinii și exprimarea rezultatelor prin ecuații criteriale.

Pentru a caracteriza transferul de căldură, la schimbătoarele studiate s-a folosit ca ecuație criterială relația exponențială;

$$Nu = c Re^m \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (4.32)$$

Autorul a ales exprimarea rezultatelor sub forma expresiei (4.32), pentru ca apoi prin trăsarea ei pentru diferite parametri ai aripioarei, să se poată evidenția legitatea după care aceștia influențează transferul de căldură. Încercările autorului de a găsi o ecuație criterială generală, pentru modulele studiate, numărul și tipul tuburilor, geometria aripioarelor sau materialul din care ele sînt confecționate, au fost lipsite de rezultat. Din curbele experimentale prezentate, nu se poate stabili nici o legitate, care să permită deducerea unei ecuații generale.

Criteriul lui Nusselt, care conține coeficientul de convecție α , caracterizează transferul de căldură. El exprimă raportul dintre densitatea reală a fluxului de căldură, exprimată prin coeficientul de convecție α și densitatea fluxului de căldură, care s-ar transmite prin conducție pură, într-un strat de fluid cu conductivitatea λ avînd grosimea l .

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda} \quad (4.33)$$

Criteriul Nu reprezintă în același timp raportul pantelor a două curbe de temperatură, respectiv cea a cîmpului de temperatură real la perete și a căderii lineare de temperatură, $(t_p - t_f) / l$, datorită conducției prin stratul de grosime l , după relația:

$$\frac{\alpha l}{\lambda} = - \frac{(\partial t / \partial n)_p}{(t_p - t_f) l} = Nu$$

Penbru îndeplinirea similitudinii termice, trebuie ca pe lîngă necesitatea similitudinii geometrice, să se impună condiția similitudinii mecanice. Transferul de căldură este funcție (așa cum s-a arătat în capitolele 2 și 3) de cîmpul de viteză și de regimul de curgere. Cîmpul de viteză și regimul de curgere la rîndul lor, depind de raportul dintre forțele de inerție și cele de frecare. Deoarece este necesară asemănarea

cămpurilor de viteză, trebuie ca forțele de inerție să fie proporționale cu $\rho v^2 / l$, pentru ca toate vitezele, precum și diferențialele lor să fie proporționale cu viteza de antrenare v , iar toate lungimile și diferențialele lor, să fie proporționale cu lungimea caracteristică.

Forțele de frecare corespunzătoare unității de volum coacă factorul $\eta v / l$ și trebuie să fie proporționale cu $\eta v / l^2$. Raportul acestor forțe este exprimat de criteriul lui Reynolds:

$$Re = \frac{\rho v l}{\eta} = \frac{\rho v l}{\mu} = \frac{v l}{\nu} \quad (4.34)$$

Reynolds (1883) și alți cercetători au stabilit experimental că sub valoarea de 2320 a acestui raport, curgerea în țevi este întotdeauna laminară. Schiller [102] a găsit că regiuni de curgere este laminară chiar și atunci când al este turbulenta la intrarea în țevă. Pentru plăci plane Blasius, care a introdus în expresia lui Reynolds, ca dimensiune caracteristică, grosimea stratului limită, a găsit ca valoare critică de $Re = 5100$. Dacă se compară această valoare cu cea găsită pentru curgerea prin țevi, trebuie să se înțeleagă că aceasta este din cauza profilului parabolic al vitezei. Din cauza acestei remarcă deosebite între curgerea de-a lungul unei plăci și curgerea prin țevă, există o foarte bună potrivire.

Interesant la curgerea prin țevi grosimea stratului limită depinde de dimensiunea razei ($r = d/2$) trebuie ca și curgerea prin țevi să fie interpretată ca o curgere laminară, la care stratul limită poate ajunge până la axa țevii. Din se află această stare, forma curgerii rămâne laminară, deci curgerea devine stabilizată.

La convectia forțată devine de obicei de turbulenta

ră este necesar să se introducă în exprimarea criteriului lui Nusselt influența acestuia, prin criteriul lui Prandtl:

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\eta c_p}{\lambda} \quad (4.35)$$

Criteriul lui Prandtl compară două mărimi de transport molecular, respectiv vîscozitatea cinematică ν pentru transportul de impuls prin frecare, cu coeficientul de difuzibilitate termică a , pentru transportul de energie termică prin conducție. Cauza transportului de impuls este căderea de viteză, iar al transportului de energie termică diferența de temperatură. Criteriul lui Prandtl este deci o mărime caracteristică a relației dintre cîmpul de temperatură și cîmpul de viteză.

Coeficientul de difuzibilitate termică $a = \lambda / c_p$ este o mărime fizică caracteristică materialului.

Expresia $Nu = f(Re, Pr)$ trebuie interpretată în sensul celor expuse, ca dependența căldurii transferate (Nu) de cîmpul de viteză (Re) și de relația acestuia cu cîmpul de temperatură (Pr).

Un criteriu adesea folosit, în deosebi în literatură americană, este cel al lui Stanton:

$$St = \frac{Nu}{Re Pr} = \frac{\alpha}{w_{sc}} = \frac{(t_1 - t_2)}{(t_p - t_{f1})} \cdot \frac{d}{4L} \quad (4.36)$$

în care t_1 , t_2 și t_{f1} au semnificația de la 4.30, iar t_p - este temperatura peretelui, d - diametrul țevii și L - lungimea acesteia. După cum se vede, este reprezentat raportul dintre variația temperaturii fluidului și căderea de temperatură la perete.

În continuare se vor analiza diferitele mărimi care intră în componența criteriilor Re , Pr și Nu .

A.- DIMENSIUNEA CARACTERISTICĂ l

În expresiile criteriilor lui Reynolds și Nusselt apare dimensiunea caracteristică l , care ia o formă concretă

în funcție de secțiunea de trecere a fluidului. În cazul curgerii prin țevi de secțiune circulară lungimea caracteristică o reprezintă diametrul d al acesteia, deci:

$$Re = \frac{w d}{\nu} \quad \text{și} \quad Nu = \frac{\alpha d}{\lambda}$$

Pentru a putea folosi cele două criterii și pentru alte secțiuni decât cele circulare (și în cazul prezentei lucrări) cei mai mulți autori [29], [30], [31], [36], [37], [38], [42], [57], [58], [59], [54], [74], [77], [96] etc... utilizează ca dimensiune caracteristică un diametru echivalent, adoptînd pentru exprimarea acestuia diametrul hidraulic:

$$d_h = 4 \frac{A}{U} \quad (4.37)$$

în care A [m²] reprezintă secțiunea de trecere a fluidului iar U [m] perimetrul spălat de fluid. Instificarea alegerii acestei valori ca diametru echivalent rezidă din influența pe care au forțele de presiune de antrenare a curentului care trece printr-o secțiune A asupra forțelor de frecare de-a lungul perimetrului U .

Cercetările lui Schiller și Nikuradze [37] au arătat că la adoptarea lui d_h legile de rezistență hidraulică găsite la curgerea turbulentă pentru secțiuni circulare rămîn valabile și pentru alte secțiuni.

La prelucrarea datelor experimentale în cadrul acestei lucrări s-a folosit ca dimensiune caracteristică, diametrul hidraulic (6.8).

B.- VITEZA FLUIDULUI w

Intr-o curgere staționară neizotermică, viteza variază atît în secțiune, cît și în lungul curentului.

Expresia criteriului lui Reynolds pentru curgerea laminară, conține viteza medie a curentului, w_m , ca o

medie a vitezelor de la intrarea și ieșirea din țeavă, putându-se calcula cu o expresie de forma:

$$W_m = \frac{W_1 + W_2}{2} \quad (4.38)$$

unde W_1 și W_2 reprezintă media dintre secțiunile de intrare și ieșire. Conform expresiei (2.2) determinarea vitezei medii impune efectuarea de măsurători pentru stabilirea câmpului de viteză în cele două secțiuni. Din cauza dificultăților unor asemenea măsurători, îndeosebi în țevi de diametru mic, viteza medie s-a stabilit din ecuația debitului.

$$W_m = \frac{\dot{m}}{\rho A} \quad [\text{m/s}] \quad (4.39)$$

Debitul masic \dot{m} [Kg/s] a fost determinat prin cântărirea pentru fiecare regim și comparat cu cel volumic determinat cu un contor etalonat.

CAPITOLUL 5^o. CERCETARI SI REALIZARI ALE AUTORULUI IN
CONSTRUCTIA SCHIMBATOARELOR DE CALDURA DIN ALUMI-
NIU

5.1. SCURT ISTORIC

Despre necesitatea înlocuirii cuprului din construcția schimbătoarelor de căldură s-a vorbit în capitolul 1 al lucrării; Că această înlocuire poate fi făcută cu diferite metale este deasemenea clar. Avantajos însă în condițiile țării noastre este să se facă cu aluminiu chiar dacă acesta se situează în zona metalelor energo intensive. Considerente (hotărîtoare) de ordin termic și al rezistenței la coroziune pe deoparte precum și cele de ordin economic redată în tabela 11 pe de altă parte constituie argumente suficiente, fără a mai lua în considerare construcția și tehnologia de fabricație, care este mult mai economică din punct de vedere al bilanțului energetic în raport cu vechiul procedeu de cuptor.

Odată ideea lansată, rămînea de găsit un procedeu economic de imbinare nedemontabilă a elementelor din aluminiu cu perspectiva de a se trece la fabricația industrială de serie.

Bineînțeles că se cereau menținute calitățile fizico-mecanice ale produsului, realizînd pe lângă un perfect transfer de căldură, înalte proprietăți de fiabilitate și o bună rezistență la coroziune. După depășirea acestei etape, autorul a trebuit să asigure realizarea unui schimb termic echivalent cu al schimbătorului de căldură din cupru în limita aceluiași cote de gabarit și montaj.

După nenumărate încercări pe module în

instalații experimentale, un astfel de schimbător din aluminiu a fost realizat [3], egalând și uneori depășind performanțele termice ale schimbătorului din cupru.

Acest lucru a rezultat din împletirea efectului procedeului de lipire în mediul termodecapant a subansamblărilor, oricât de complexe din aluminiu cu construcții geometrice variabile.

Pentru materializarea acestor module și depășirea fazei de laborator a fost necesară, conceperea și realizarea fizică, a unei stații pilot în cadrul Intreprinderii de Radia-toare Brașov, ceea ce a permis autorului să realizeze și să testeze modulele și prototipurale noilor geometrii.

În abordarea studiului, autorul a plecat de la ideea împărtășită de altfel și de cercetătorii americani, italieni și germani, de a aplica inițial o soluție intermediară în fabricarea de schimbătoare de căldură din aluminiu, rezumându-se pentru început doar la executarea corpului de răcire al acestora și care de fapt reprezintă între 50 - 70 % din greutatea acestuia.

Studiile și cercetările efectuate, au condus la obținerea unor soluții tehnice originale, insuficient stăpânită la data experimentării lor pe stația pilot, dar corespunzător rezolvată în prezent.

Autorul și-a început cercetările prin înlocuirea pe module de același tip a aripioarelor din cupru cu cele din aluminiu, alama și oțel, asamblând apoi prin lipire, corpul de răcire. Acesta era compus din tuburi plate și aripioare plane, ondulate, sau de geometrie variabilă, scufundate într-un mediu termic fluid, fără folosirea decapanților corozivi.

Testarea parametrilor funcționali pe instalații

experimentale și în condiții grele de exploatare au permis în prezent noua tehnologie de fabricație și legat de aceasta noile forme constructive, să fie omologate pentru schimbătoare de mare serie din familia produselor de autocamioane SR 132 Bucegi, tractoare de 45 CP Fiat, climatizoare de 65 CP, autoturisme din familia Dacia, autoutilitarelor de teren ARO M 240, M 461, și TV precum și pentru industria frigului figura 5.1.

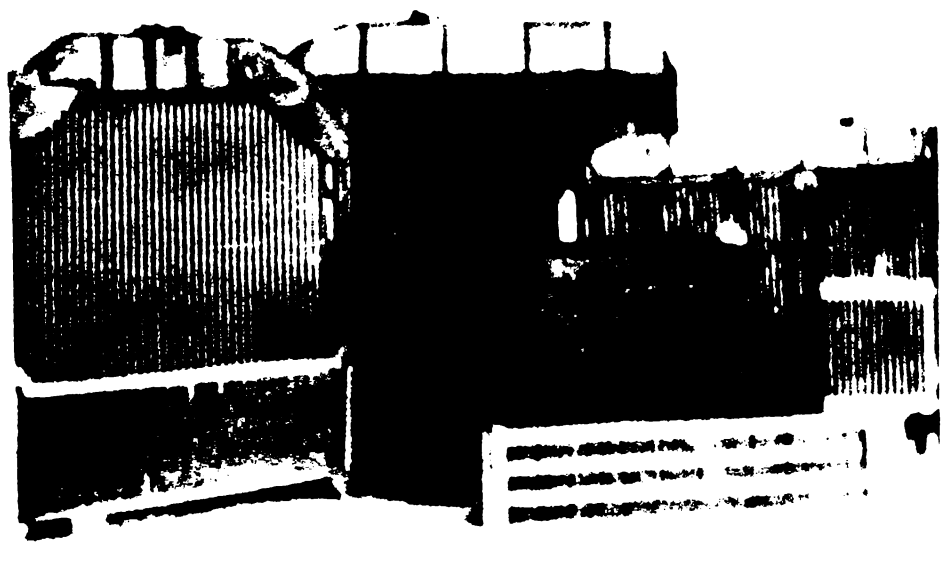


Figura 5.1. Tipurile de schimbătoare de căldură omologate din aluminiu avînd geometrie variabilă.

Totodată s-a desprins necesitatea pentru realizarea unei instalații la scară industrială cu o capacitate de 50000 bucăți schimbătoare anual, concomitent cu realizarea noilor schimbătoare la un înalt nivel tehnic.

5.2. TEHNICI ACTUALE DE REALIZARE A ÎMBINĂRIILOR NEDEMONTABILE DIN ALUMINIU

Aproape toate tipurile de aliaje din aluminiu pot fi asamblate prin lipire.

Utilizînd medii de lipire specifice, fluxuri

și aliaje de lipit corespunzătoare, aluminiul poate fi lipit prin mai multe metode uzuale ca și printr-un număr de tehnici moderne suplimentare care se adoptează mult mai bine la aluminiu decât la celelalte metale.

Factori metalurgici și chimici influențează posibilitățile lipirii, determinate prin rezistența îmbinării și rezistența la coroziune. Acestea includ: compoziția metalului de bază, compoziția fluxului, temperatura și durata lipirii precum și compoziția aliajului de lipit. Forma și greutatea pieselor ce trebuie lipite precum și configurația îmbinării sînt de asemenea factori importanți ce influențează posibilitățile de lipire ale aluminiului.

Îmbinări nedemontabile din aluminiu pot fi realizate prin lipire moale, lipire tare (brazare) și prin sudare, procedee care diferă între ele prin temperatura aplicată, aliajele utilizate, fluxuri, cât și a tehnologiei (tabela 5.1).

Tabela 5.1

Procesul de îmbinare	Temperatura de îmbinare	Topirea metalului de bază	Materialul de adaos	
			Compoziția	Temperatura de topire a metalului de adaos în raport cu aluminiul
Lipire moale	$< 723 \text{ K}$	fără	Aliaje pe bază de Pb, Sn, Zn.	Mult mai redusă
Lipire tare (brazare)	$> 723 \text{ K}$	fără	Aliaje pe bază de aluminiu	Puțin mai reduse
Sudare	$> 933 \text{ K}$	cu	Aliaj pe bază de aluminiu	Aproximativ aceiași

Se cunosc numeroase procedee de lipire a aluminiului. Multe procedee folosite la lipirea aliajelor feroase sau nere- roase ca de pildă lipirea cu arzătorul, cu ciocanul de lipit, în

cuptor, cu curenți de înaltă frecvență, prin scufundări sau rezistență electrică, sînt aplicabile și aluminului și aliajelor sale, folosind bineînțelese aliajele și fluxurile specifice acestuia.

Pentru realizarea unor construcții complexe din elemente de aluminiu de un înalt nivel de productivitate, s-au dezvoltat în ultimul timp o serie de tehnologii specifice, bazate în special pe aplicarea rezultatelor cercetărilor privind influența mediilor de lipire în procesele de asamblare. S-a dovedit deasemenea, a fi mai avantajos din punct de vedere tehnic, utilizarea unui aluminiu placat, chiar în detrimentul prețului de cost, deoarece oferă o siguranță sporită în realizarea îmbinărilor.

Domeniul de utilizare al aluminului placat, poate fi extins la multiple aliaje de aluminiu, dacă se reușește elaborarea unor aliaje de lipire cu temperaturi de topire mai joase. Aluminiul placat, a condus la dezvoltarea unui procedeu și tehnologii aparte, care au permis în prezent, lipirea aluminului, cu utilizarea unor cantități foarte reduse de flux și chiar la procedee lipsite în totalitate de flux.

Procedee de lipire care folosesc aluminiul placat sînt:

- Lipirea prin imersare în baie de săruri topite
- Lipire în cuptor cu aer
- Lipire în cuptor cu aer uscat
- Lipire în vid
- Lipire în gaz protector

Din analiza amănunțită a fiecărui procedeu enumerat mai sus rezultă o serie de dezavantaje legate fie de natura corozivă a fluxurilor utilizate, de prezența oxigenului în proce-

sul de lipire sau dificultățile stăpînirii parametrilor tehnologici (în special temperatura și uniformitatea încălzirii) fie de natură economică, legate de costul ridicat al instalațiilor ca și cel al utilizării unei materii prime mai scumpe cum este aluminiul placat.

Astfel, dacă lipirea în băi de săruri topite asigură o încălzire uniformă și rapidă a zonelor de îmbinare, în schimb consumul mare de săruri, îndepărtarea greoaie a acestora de pe piese, fenomenele de coroziune chimică a pieselor și a utilajelor, cît și costurile aferente purificării apelor reziduale, limitează considerabil aplicabilitatea procedeului.

Deasemeni cuptoarele moderne pentru lipire în vid sau în gaz protector, deși rezolvă în mod eficace creșterea condițiilor de lipire fără folosirea fluxurilor, nu permit în schimb asigurarea unei temperaturi uniforme în timp, reclamînd totodată instalații complexe și etanșe care scumpesc considerabil investițiile aferente.

Se constată în general că procedeele cunoscute de lipire a aluminiului, utilizează tehnologii și materii prime care scumpesc considerabil produsul finit, deși greutatea specifică sintetizată mai mică ca și prețul aluminiului mai redus, pledează pentru realizarea unor produse mult mai rentabile decît cele din cupru.

Se constată deasemenea că pentru obținerea unor îmbinări metalice de calitate, procesul lipirii trebuie să se realizeze la o temperatură cît mai uniformă, ușor controlabilă și de scurtă durată, într-o atmosferă lipsită de oxigen și fără utilizarea fluxurilor.

A rezultat pregnant, necesitatea studierii unor noi medii de lipire mai economice, lipsite de oxigen și de agenți corozivi, care să îndeplinească atît funcția de mediu termic

cit și cel al unui mediu decapant (reducător), cu parametrii termici ușor controlabili și care să permită un transfer de căldură rapid și uniform în întreaga masă a pieselor destinate lipirii.

Utilizarea unor temperaturi mai scăzute concomitent cu a aluminiului neplacat sînt tot atîtea argumente care contribuie considerabil la efectul economic ce rezultă din înlocuirea cuprului cu aluminiul.

Si acestea au contribuit la dezvoltarea tehnologiei de lipire în mediul termodecapant care va fi prezentat în subcapitolul următor.

5.3. PREZENTAREA PROCEDURELUI DELIPIRE A ALUMINIULUI

IN MEDIUL TERMODECAPANT

Din subcapitolul anterior, s-a putut remarca influența decisivă a mediului de lipire gazos sau lichid asupra proceselor metalurgice de imbinare.

Mediile gazoase deși reduc sau anulează utilizarea fluxurilor corozive, utilizarea acestora are implicații tehnologice și economice negative.

Mediile lichide deși foarte active, prezintă dezavantajul efectelor de coroziune chimică și electrochimică ce intervin după operația de imbinare.

Rămîne ca fapt determinant, necesitatea participării în procesul de imbinare a unor medii adecvate de lipire, dictată în primul rînd de eliminarea prezenței oxigenului în decursul operațiilor metalurgice de imbinare.

Procesul lipirii poate avea loc în lipsa oxigenului dacă se înlocuiește aerul atmosferic, cu gaz inert sau cu vid, sau dacă ansamblul destinat lipirii se imersează într-un mediu lichid, lipsit de oxigen ce poate fi încălzit la temperatura de topire a aliajului de aport și

în care să se creeze totodată condițiile de receptivitate ale aluminiului față de aliajele de lipit. Deci găsirea unui mediu , atît termic cît și decapant pentru satisfacerea condițiilor de lipire, cu evitarea dezavantajelor mediilor de lipire cunoscute.

Specificul lipirii aluminiului cerea satisfacerea următoarelor condiții ale mediului:

- Să fie neutru din punct de vedere chimic.
- Să fie lipsit de oxigen sau de agenți oxidanți.
- Să posede proprietăți reducătoare asupra oxizilor metalici.

- Să influențeze pozitiv fenomenele fizice în zona de lipire.

- Să posede caracteristici termice convenabile rezistînd totodată fără degradare la temperatura de utilizare a aliajelor ușor fuzibile.

- Să permită o ușoară îndepărtare a lui de pe pieșele imbinat.

- Să poată fi recuperabil după procesul lipirii.

- Să fie economic și fiabil.

Numeroasele experimentări efectuate cu diverse medii, au condus la concluzia că atît sub aspectul transferului de căldură, cît și sub aspectul protejării zonei de lipire de acțiunea oxigenului atmosferic, hidrocarburile lichide pot constitui un mediu convenabil care să se preteze procesului de lipire. Hidrocarburile care compun uleiurile minerale au ^{în} funcție de vîscozitatea lor greutatea moleculară cuprinse între 300 - 700 și conțin prin urmare hidrocarburi cu 20 - 50 atomi de carbon în moleculă.

Sub aspectul chimic, hidrocarburile lichide din uleiurile minerale sînt neutre și lipsite de agenți oxidanți

sau corozivi și pot constitui deci la temperatura de topire a aliajului ușor fuzibil , un mediu prielnic desfășurării proceselor metalurgice de lipire.

Conductivitatea termică a uleiurilor minerale, permite un transfer termic cu mult mai rapid și mai uniform asupra întregii mase a ansamblului destinat lipirii decât în cazul încălzirii în aer sau în amestecuri de gaze reducătoare, fapt care satisface condiția cerută pentru obținerea unei structuri optime de lipire prin utilizarea unei temperaturi minime și de scurtă durată în procesul lipirii.

Specific mediilor lichide, intervin concomitent fenomenele hidrostactice, care exercită influențe pozitive în zonele de formare a îmbinării.

Pentru eliminarea mediului de lipire de pe suprafețele asamblate, dispunem astăzi de numeroase soluții bazate pe dizolvarea hidrocarburilor în diverși solvenți organici , cât și recuperarea acestora prin distilare fracționată.

Cercetările efectuate, în scopul atribuirii mediului termic lichid și a unui caracter reducător necesar eliminării oxizilor metalici, au condus la constatarea influenței pozitive exercitată de acizii monocarboxilici în procesul lipirii atât în cazul aluminiului cât și a altor metale feroase sau neferoase.

Acest fapt permite lipirea metalelor fără aportul fluxurilor clasice corosive.

Din analiza caracteristicilor unui asemenea mediu de lipire se poate deduce că există premisele necesare lipirii aluminiului cu aliaje ușor fuzibile.

Deoarece un asemenea mediu constituie atât agentul termic cât și cel reducător, el va fi numit mediu ter-

modecapant.

Incercările de lipire ale aluminiului în mediul termodecapant, au confirmat previziunile teoretice și au condus în final la obținerea unor structuri optime de lipire în imbinările realizate. Spre deosebire de celelalte metode cunoscute de lipire sau brazare ale aluminiului, caracteristicile mediului de lipire termodecapant, permit utilizarea aluminiului lipsit de placarea prealabilă a suprafețelor de contact.

Aliajele ușor fuzibile studiate și aplicate în procesele de lipire ale aluminiului, aparțin sistemelor binare sau cuaternare de tipul Sn-Pb, Sn-Zn și Pb-Bi-Sn-Ag.

S-a putut constata că în funcție de natura elementelor din compoziția aliajului este necesară sau nu, tratarea chimică a suprafeței aluminiului, înaintea operației de lipire.

Operația de lipire constă în suprapunerea suprafeței de lipit a aluminiului pe un metal de suport format din cupru, alamă, oțel sau aluminiu, având interpus în zona de contact, un aliaj de lipit ușor fuzibil, sub formă de pulbere, folie sau strat aplicat termic.

Acest ansamblu fixat rigid, este imersat în mediul de lipire, încălzit la o temperatură superioară cu 20 - 50 K peste punctul de topire al aliajului respectiv. După o durată de imersare de 15 secunde, este scos din mediul de lipire, răcit în aer și degresat într-un solvent adecvat (tri sau percloretilenă). În final se obține un ansamblu rigidizat metalic. La baza acestui proces de lipire stau fenomene mecanice, fizico-chimice și metalurgice, care sînt specifice aluminiului și mediului termic.

Mecanismul lipirii în mediul termodecapant poate fi explicat printr-o succesiune de faze care concură (participă) la realizarea în final a îmbinării nedemonstrabile a aluminiului.

Acest mecanism poate avea loc în felul următor:

- La imersarea aluminiului în mediul lichid de lipire, are loc în întreaga masă metalică un șoc termic. Datorită diferențelor apreciabile de dilatare termică și de duritate, dintre suportul din aluminiu și a stratului de oxizi acoperitori, ia naștere un proces mecanic de microfisurare superficială. Această acțiune mecanică, este amplificată și de presiunea locală exercitată de suprafețele metalice în contact.
- Datorită mediului termic înconjurător lipsit de oxigen, stratul de oxizi de aluminiu nu se mai poate regenera în zonele fisurate.
- Lichidul termodecapant înlătură mecanic fragmentele microfisurate de oxizi, oferind astfel aliajului de lipit suprafețe de aluminiu neoxidate și curate.
- Concomitent, sub influența mediului termic, aliajul de lipit interpus între piese, trece în stare de fuziune, fără a fi expus fenomenelor de oxidare.
- În a doua fază, intervine acțiunea chimică a acizilor monocarboxilici a căror efect reducător, elimină oxizii metalici existenți inițial pe suprafața aliajului de lipit ușor fuzibil.
- Urmare acestor reacții combinate, suprafețele destinate lipirii se găsesc lipsite de oxizi, fiind astfel create condițiile de receptivitate ale aliajului de lipit pe suprafața aluminiului.

- Deoarece aceste faze de lipire au loc într-un mediu termic lichid, intervin influențele presiunii hidrostatice, care acționează asupra aliajului de lipit aflat în stare topită cât și asupra suprafeței receptive a aluminiului, intervenind pozitiv asupra fenomenelor de udare, întindere și capilaritate.

- Procesul de lipire se încheie cu reacțiile metalurgice din zona de lipire, specifice aliajului utilizat.

Datorită proprietăților termice ale mediului de lipire, caracterizat printr-un transfer de căldură rapid și uniform distribuit, toate etapele de lipire sînt parcurse cu viteze mari, de ordinul secundelor fapt care influențează favorabil asupra caracteristicilor fizico-mecanice ale zonelor de îmbinare rezultate.

Se știe că procesul de propagare a căldurii este un fenomen complex, format din moduri diferite de propagare. În fenomenele reale de transmitere a căldurii intervin în ansamblu transferul prin conducție, convecție și radiație termică. Schimbul de căldură la interfața piesă-fluid se realizează pe cale convectivă. Procesul de schimb de căldură prin convecție este foarte complex, el fiind determinat de caracteristicile termofizice exprimate prin parametri dependenți atât de natura fluidului exprimat prin constantele fizice, cât și de caracterul mișcării fluidului și a geometriei piesei. Procesul de încălzire se realizează în regim nestaționar. Variația în timp a temperaturii piesei se determină cu relația

$$\int_0^t \frac{m \cdot C}{A} dt = \frac{T_f - T_0}{T_f - T_1} \quad (9.1)$$

în care:

m_p = masa piesei T_f = temperatura fluidului

C_p = căldura specifică T_0 = temperatura inițială
 α_f = Coeficientul de convecție termică a fluidului T = temperatura piesei la timpul ζ
 A = aria de contact

Se poate constata din relația de mai sus că pentru aceeași temperatură a fluidului, durata de încălzire a piesei se reduce odată cu creșterea valorii α_f . Valoarea coeficientului de convecție termică a fluidului (α_f) depinde de natura fluidului în care face încălzire și se obține cu ajutorul relațiilor de invarianți de forma:

$$Nu = \frac{\alpha_f \cdot d}{\lambda_f} \quad (\text{invariantul lui Nusselt})$$

unde λ_f = coeficientul de convecție termică a fluidului
 d = dimensiunea determinantă.

La fluide coeficientul de conductivitate termică λ_f la temperatura ambiantă prezintă valori diferite ca de exemplu [37]

$$\text{Pentru aer uscat } \lambda = 0,0258 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$\text{Pentru amestec } H_2 + N_2 \text{ în diferite proporții:}$$
$$\lambda = 0,0367 - 0,110 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$\text{Pentru uleiuri minerale } \lambda = 0,136 \frac{W}{m \cdot K}$$

Fluxul termic transmis între mediul fluid și suprafața corpului solid cu care este în contact, este influențat considerabil de valoarea coeficientului de conductivitate λ a mediului fluid.

Acest fapt condiționează în final durata și viteza de încălzire a unui corp solid aflat într-un mediu termic fluid.

Utilizarea fluidelor cu conductivitate termică ridicată poate prezenta un mare interes în procesul de

în procesul de lipire a metalelor. Este cunoscut faptul
pentru a obține o îmbinare rezistentă este necesar ca lipirea
să fie executată rapid și fără supraîncălzire evitându-se astfel
formarea unor zone prea mari de legături fragile între
aliajele de lipit și metalul de bază [114] [115]

Dintre mediile fluide posibil de utilizat în
procedeele de lipire, hidrocarburile lichide posedă calități
termice care se pretează mai bine, posedând caracteristici
superioare de transfer termic în raport cu mediul aer sau al
gazelor inerte. [114] [115].

Totodată mediul lichid permite o distribuție uni-
formă și ușor controlabilă a căldurii necesare procesului de
lipire pentru că există un contact intim între piesele supuse
îmbinării și mediul termic. Aceste considerente au contribuit
la alegerea uleiurilor minerale ca mediu lichid de lipire la
 asamblarea aluminiului.

Am văzut în paginile anterioare că încălzirea
simultană a metalului de bază și a aliajului de lipit creia-
ză condiții optime realizării unor îmbinări de calitate. Am
reținat că urmare presiunii hidrostatice exercitate de mediul
de încălzire lichid, are loc activarea în sens pozitiv a valo-
rilor tensiunii superficiale cât și a fenomenelor de capila-
ritate, cu influențe hotărâtoare asupra formării de menis-
curi bogate în aliaj, în zonele de îmbinare.

Acest lucru asigură un excelent transfer termic,
scop esențial urmărit de autor în îmbinarea geometriilor
concepute.

Aceasta explică și faptul că schimbările din
cupru îmbinate cu acest procedeu asigură un schimb termic
superior cu 2 - 4% față de cele identice realizate constructiv
dar îmbinate după procedeele convenționale de cuplare. (Fig. 5.3.)

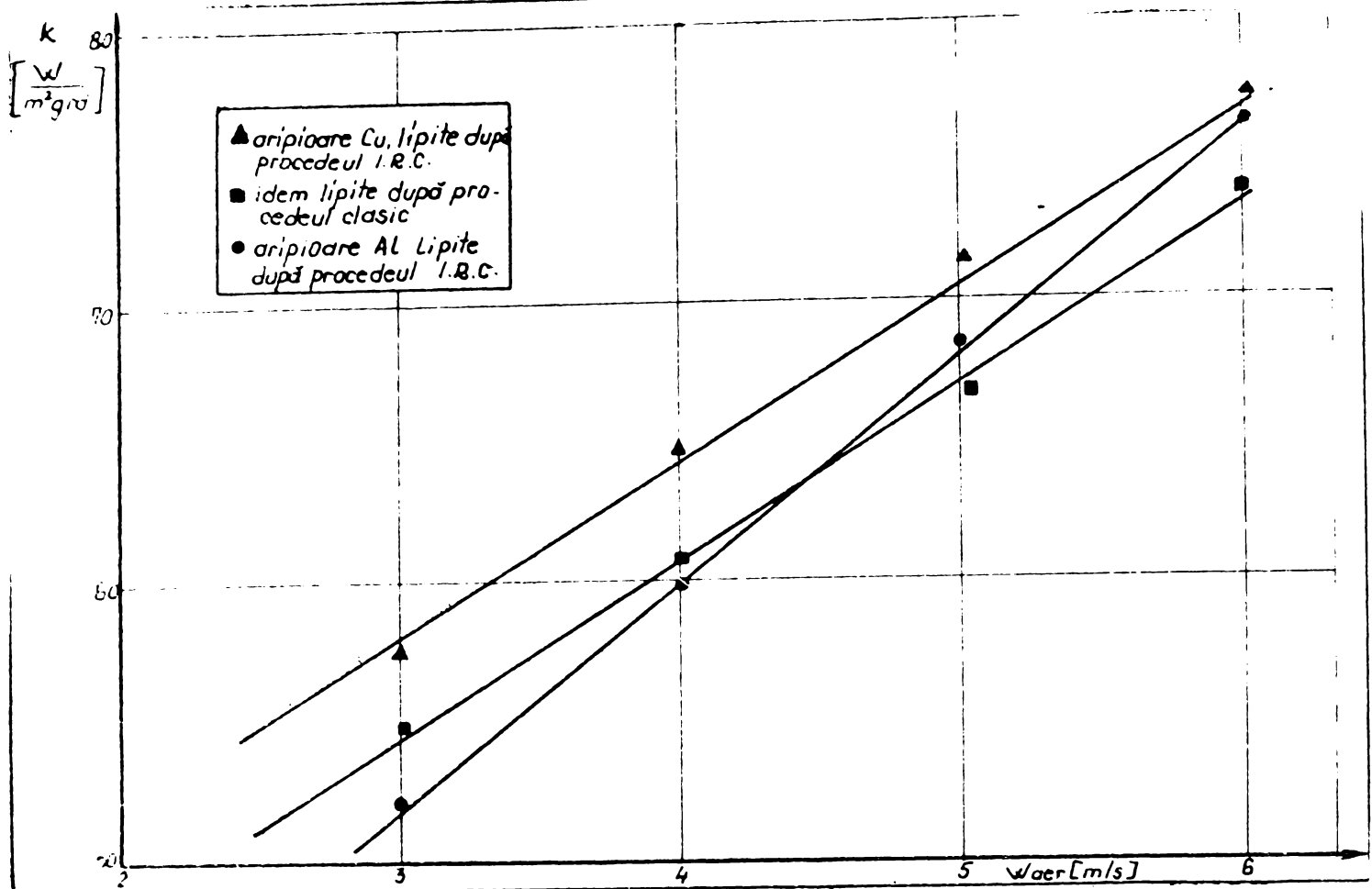


Figura 5.2 Dependența $k = f(w_a)$ pentru trei schimbătoare identice constructiv cu aripioare plane din cupru și aluminiu.

Din cercetările efectuate de autor în această direcție 99 se remarcă faptul că înlocuirea aripioarelor din cupru cu cele din aluminiu, produce o diminuare a valorilor lui k doar cu 3,5 + 5 % deși conductivitatea termică a aluminiului nu reprezintă decît circa 62 % din cea a cuprului

Compensarea acestei diferențe de conductivitate cu ajutorul unor geometrii variabile în construcția schimbătoarelor de căldură compacte constituie obiectul principal al prezentei lucrări. Imbinările sînt însă posibile pentru toate metalele uzuale din fabricația de schimbătoare ca : aluminiul, cuprul, alama, oțelul etc.. fapt ce lărgeste considerabil domeniul de aplicabilitate al lucrării 5 114.

5.4. REALIZAREA SI PREZENTAREA STATIEI PILOT

Necesitatea realizării unei astfel de instalații a fost pe deplin demonstrată și justificată atât în încercările de laborator cât și în subcapitolul anterior,

Multitudinea cercetărilor de laborator efectuate pe diverse micromodule, au creat suportul științific necesar extinderii concluziilor pe module și schimbătoare de căldură la cotele lor nominale pe instalații nominale complexe.

O astfel de instalație a fost concepută și realizată de autor sub denumirea de stație pilot.

Pe această stație s-au putut realiza cele mai reprezentative schimbătoare și module în construcții cu geometrii din cele mai variate, utilizând materiale și tehnologii diferite.

Realizarea stației pilot a constituit rodul unor ample studii și încercări, proiectul acestuia fiind prezentat de autor în anul 1977 printr-o comunicare făcută în cadrul unei etape de pregătire a prezentei teze.

Imaginea de ansamblu a stației pilot realizată în Intreprinderea de Radiatoare Brașov este prezentată în figura 5.3.



Figura 5.3 Imaginea de ansamblu a stației pilot,

De fapt stația pilot este o instalație complexă care se compune din trei instalații adiacente:

- Instalația de lipire în mediul termodecapant
- Instalația de distilare și recuperare a triclor-
etilenei.
- Instalația de pretratare a benzii de aluminiu.

Introducerea acestora în fluxul clasic de fabricație nu comportă nici o greutate și conduce la înlocuirea utilajelor de decapare, disponibilizând în același timp întregul complex de cuptoare termice, ce aglomerează în sistemul convențional halele de fabricație. Acest lucru conduce la economisirea unor importante consumuri energetice de circa 30 MW anual, concomitent cu eliminarea celor mai însemnate surse de noxe. Se economisește pe această cale încă 10 MW anual reprezentând oprirea instalațiilor de ventilație și a cicloanelor filtru de pe magistrala cuptoare.

5.4.1. INSTALAȚII DE LIPIRE ÎN MEDIUL TERMODECAPANT

Redată schematic în figura 5.4 face parte integrantă din stația pilot propriuzisă.

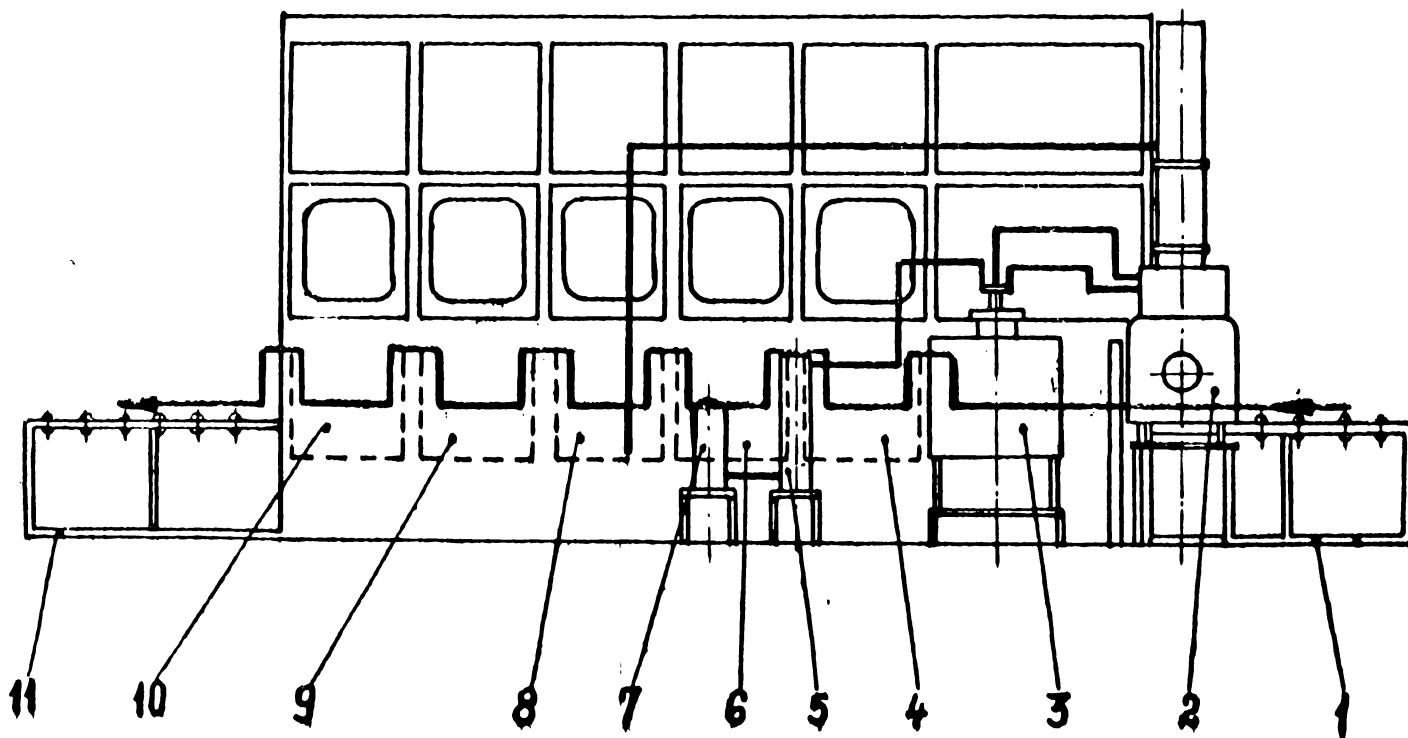


Figura 5.4. Schema instalației de lipire.

Și care se compune din:

1 - Masă cu role; 2 - Distilator; 3 - Incălzitor; 4 - Baia termodecapantă; 5 - Răcitor I; 6 - Post de răcire cu aer rece; 7 - Răcitor II; 8 - Baia cu tricloretilenă caldă la 80°C ; 9 - Baia cu tricloretilenă rece; 10 - Baia cu vapori de tricloretilenă la 98°C și 11 - Masa cu role II.

Scopul acesteia este de a îmbina printr-o lipire intimă aripioarele de răcire, plane, ondulate sau de geometrii diferite, cu tuburi acoperite cu aliaje fuzibile, în vederea realizării corpurilor de răcire ale schimbătoarelor.

Principiul de lucru al instalației constă în imersarea ansamblului într-un mediu de ulei mineral, aditivat cu acizi monocarboxilici care încălzit la temperatura adecvată, creează condiții optime de imbinare simultană a tuturor aripioarelor de tuburi indiferent de natura metalelor din contact, (cupru, aluminiu, alama, oțelul etc..).

La baza procesului de lipire stau condițiile specifice create de mediul fluid lipsit de oxigen, de viteza reacției de dezoxidare în raport cu temperatura de lucru, cât și de fenomenele fizice, caracteristice imersării unui corp într-un mediu lichid.

Descrierea instalației realizată dintr-o construcție metalică portantă figura 5.5.

Posturile de lucru sînt legate între ele printr-un sistem de transport, format din două lanțuri paralele legate între ele cu bare transversale. Pe aceste bare, se agață dispozitivele pe care sînt montate ansamblele de lipit. Principiile de mișcare sînt cele clasice cu limitatori de cursă. Vitezele de deplasare ca și timpul de staționare în băi, sînt reglabile funcție de regimul urmărit ($0,8 - 1,5 \text{ m/min}$), iar timpii de staționare între 2 - 6 minute. Temperatura uleiului termodeca-

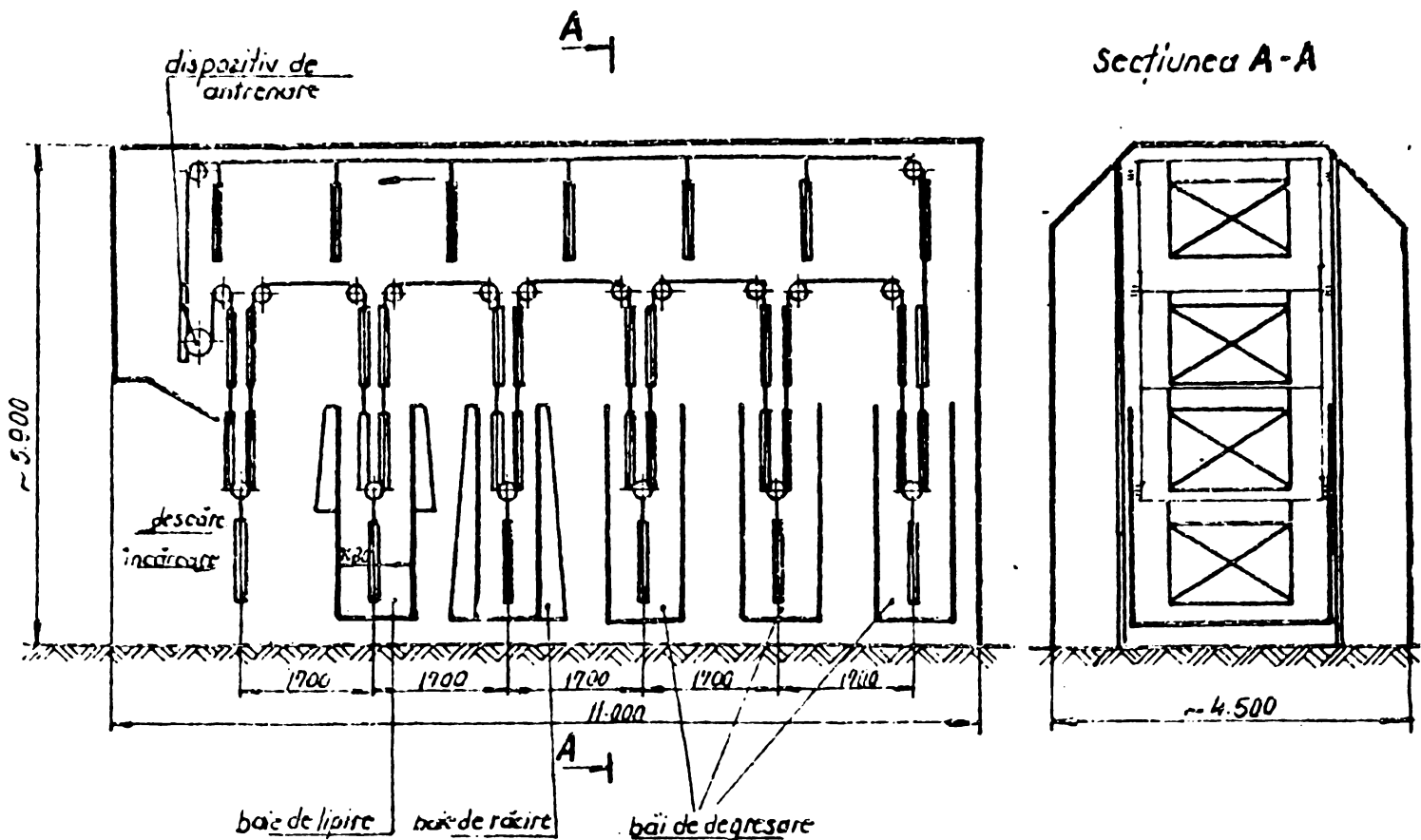


Figura 5.5. Schema de lucru a instalației de lipire.,
pentru necesară procesului de lipire este asigurată prin două
baterii de încălzire. Venuclarea uleiului se face cu
pompe care uniformizeaza și temperatura uleiului.

Menținerea temperaturii se face printr-un releu termic
care prin blocul de automatizare introduce sau scoate de sub
tensiune rezistorii, asigurând regimul termic prescris.
Pierderile de ulei inerente procesului, sînt automat compen-
sate dintr-un rezervor tampon. Dimensiunile băilor sînt fun-
cție de dimensiunile ansamblelor de lipit. Posturile de ră-
cire sînt formate din două panouri prin care se suflă o pîn-
ză de aer sub presiune, pe lățimea corpului de lipit, în sco-
pul eliminării picăturilor de ulei de capant rămas între ari-
pioare și care se colectează la baza postului.

Baia de tricloretilenă caldă este formată dintr-un
bazin cu fund dublu și izolație termică, care conține atît
solventul cit și agentul de încălzire, precum și un tronson
de răcire plasat în partea superioară cu scopul de a conden-

sa vapori de tricloretilenă. In partea inferioară a bazinului se află ulei, utilizat ca agent termic în care sînt plasate rezistoare electrice.

Solventul se scurge în baie prin țeava de preaplin a băii următoare de tricloretilenă rece, surplusul fiind dirijat automat în distilator. Solventul din baie este recirculat permanent într-un circuit închis cu ajutorul unei pompe. Reglarea temperaturii de regim se face prin cuplarea fracționată a rezistoarelor, comandate prin blocul de automatizare. Tronsonul de răcire are în partea inferioară, o spirală de răcire cu apă, de unde condensul de tricloretilenă, se scurge printr-un jgheab, la un separator de apă și de aici în bazin.

Baia de tricloretilenă rece se compune de asemenea dintr-un bazin cu solvenți și un tronson de răcire. In bazin solventul vine liber din distilator, iar surplusul se scurge în baia de tricloretilenă caldă. Solventul este în permanență recirculat cu ajutorul unei pompe.

Baia cu vapori de tricloretilenă, este formată dintr-un bazin cu fundul dublu, un agent încălzitor și un tronson de răcire. In bazin tricloretilena venind de la distilator se găsește la un nivel mai scăzut decît în baia cu tricloretilenă caldă. Tronsonul de răcire este realizat pe același principiu cu serpentina.

Modul de lucru:

Ansambelele de îmbinat trebuie să parcurgă automat toate posturile de lucru care sînt:

- I - Incărcare - descărcare
- II - Baia de termodecapare cu post de suflare
- III - Tronsonul de răcire
- IV - Baia de degresare cu tricloretilenă caldă
- V - Baia de degresare cu tricloretilenă rece.

VI - Baia de degresare cu vapori de tricloretilenă.

Dispozitivele avansează de la un post la altul cum s-a mai arătat, cu ajutorul transportului comandat electronic de la un tablou de comandă.

Postul I - Este locul de încărcare și descărcare a pieselor înainte și după operația de lipire.

Postul II - Este locul în care se face operația propriuzisă de lipire a elementelor de îmbinat, după tehnologia prezentată în subcapitolul 5.3.

Postul III - Este locul unde are loc scurgerea ultimelor picături de ulei, realizându-se în același timp răcirea pieselor. Pentru răcire un ventilator refulează aerul peste dispozitivele cu piese. Uleiul scurs de pe piese este colectat într-un rezervor dispus în partea inferioară, unde o pompă readeuce uleiul în bazin.

Postul IV - Servește pentru spălarea grosieră a uleiului întărit între aripioarele pieselor. Ca agent de spălare se folosește tricloretilena caldă. Tricloretilena este recirculată cu ajutorul unei pompe. În partea superioară a bazinului, este montat tronsonul de răcire. El are rolul de a nu permite răspîndirea vaporilor de tricloretilenă în atmosferă.

Postul V - Servește pentru degresarea pieselor în tricloretilenă mai puțin impurificată, dar rece. Astfel piesele se răcesc și sînt pregătite pentru degresarea finală. Tricloretilena din baie este în permanență recirculată. Pe traseul de recirculare, un răcitor are menirea de a menține cît mai rece tricloretilena din baie. Un termocuplu măsoară în permanență temperatura tricloretilenei, Dacă temperatura atinge valoarea maximă admisă de 35°C aceasta este semnalizată optic la tabloul de comandă.

Surplusul de tricloretilenă se deversează printr-o conductă de preaplin în baia de la postul IV.

Postul VI - servește pentru degresarea finală a pieselor. Această degresare se realizează cu vapori de tricloretilenă. Piesele reci care au ieșit din bazinul postului V, intră într-o masă de vapori de tricloretilenă, care condensează pe aceste piese, dizolvând ultimile rămășițe de ulei. Această baie este prevăzută cu un sistem de recirculare. Solventul este în cantitate mică, nefiind necesară intrarea pieselor în lichid. Ventilația zonei este corespunzător asigurată, printr-un sistem de hote și canale.

Capsularea întregii instalații asigură condiții depline de securitate.

Pentru înlesnirea intervențiilor și reparațiilor, instalația poate fi demontată lateral, toate bazinele și posturile de lucru fiind prevăzute cu role.

Transportul pieselor este realizat de o stație de antrenare care asigură deplasarea în tace a tuturor pieselor de la un post de lucru la altul. Întreaga instalație este automatizată, fiind comandată de la un panou de comandă.

5.4.2 INSTALAȚIA DE DISTILARE ȘI RECUPERARE A TRICLORETELENEI

Instalația este de fapt o anexă a celei de lipire, având un rol deosebit de important în asigurarea unei exploatare cât mai economice și raționale a stației pilot. Schema instalației este dată în figura 5.

Scopul instalației este de a distila și recupera uleiul termodecapant, precum și tricloretilena, utilizate în procesul de lipire.

Datorită diferenței apreciabile dintre temperatura de fierbere a uleiului termodecapant și a tricloretilenei, este po-

sibilă separarea acestora prin distilare fracționată, principiu care a stat la baza realizării acesteia.

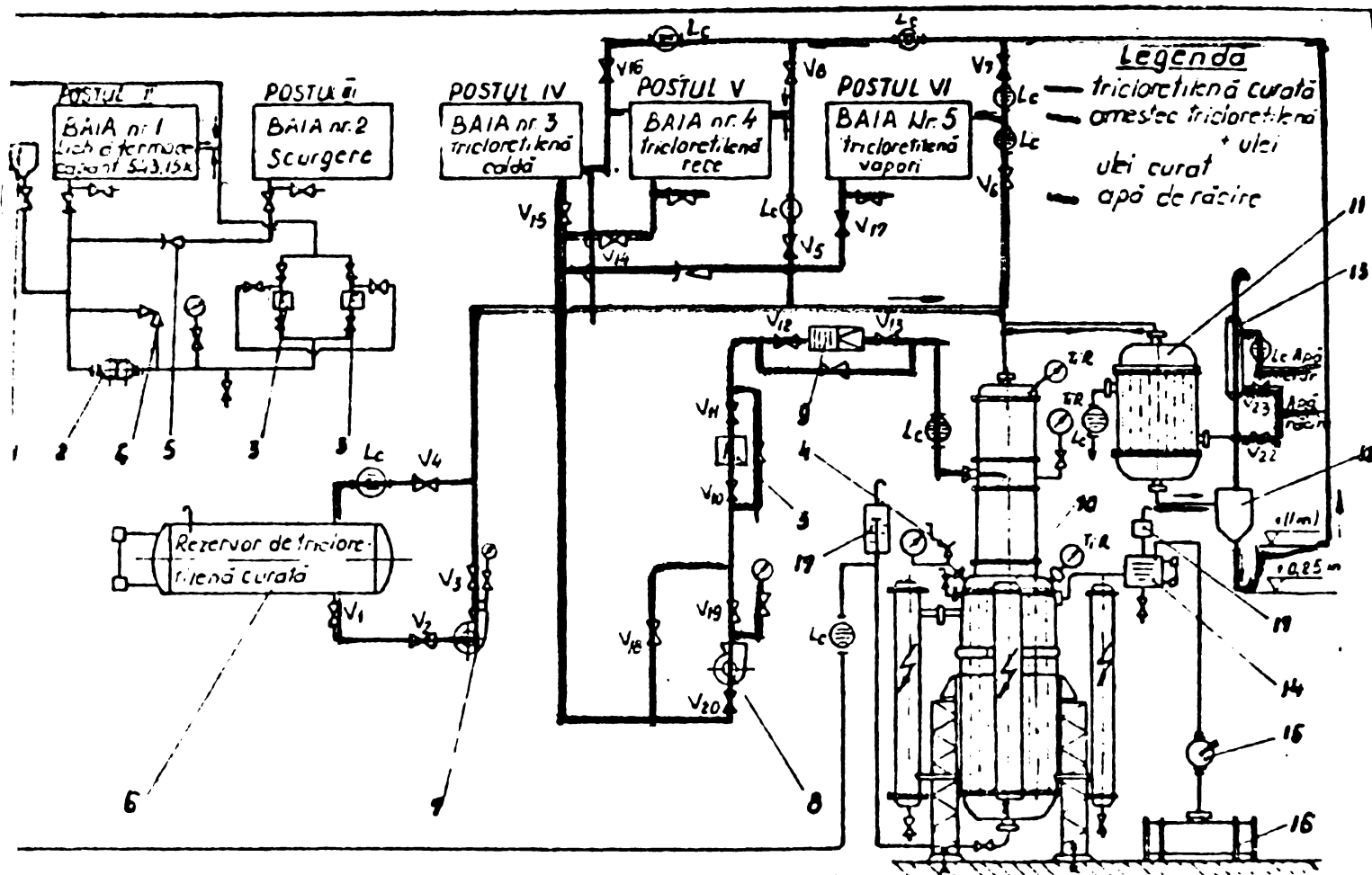


Figura 5.6 Schema de lucru a instalației de distilare și recuperare a tricloretilenei.

Produsele astfel recuperate prin distilare, sînt reintroduse în instalația de lipire, ciclul fiind reluat.

Acest lucru rezolvă și sarcinile trasate prin Decretul 495 din 1980 privind recuperarea tuturor resurselor materiale.

Descrierea instalației : Aceasta este compusă din :

- 1 - Pîlnie de alimentare cu ulei a instalației.
- 2.- Pompă cu roți dințate, pentru alimentarea și recircularea uleiului din instalație.
- 3 - Filtre mecanice cu sită
- 4 - Supape de siguranță
- 5 - Robinele de reținere

- 6 - Rezervorul de tricloretilenă curată.
- 7 - 8 - Pompe
- 9 - Contor pentru debitul de amestec.
- 10 - Distilator
- 11 - Răcitor - Condensator al vaporilor de tricloretilenă.
- 12 - Separator de faze.
- 13 - Schimbător de căldură.
- 14 - Vas de distilare a uleiului.
- 15 - Pompă de încărcare ulei.
- 16 - Rezervor de ulei pentru mantaua de încălzire a distribuitorului.
- 17 - Opritor de flăcări.

Modul de lucru: Amestecul de tricloretilenă și ulei termodecapant, din băile de spălare cu tricloretilenă caldă, rece și în stare de vapori, iese prin partea inferioară a bailor, fiind pompate prin filtrele (3) unde se filtrează de impuritățile mecanice (calamină, granule de compoziție lipire, span etc.) antrenate de corpii de răcire la trecerea prin băi și apoi refulate în distilator (10). Aici are loc procesul de distilare prin care se separă tricloretilena de uleiul termodecapant. Temperatura necesară distilării este furnizată de mantaua de încălzire cu ulei situată la partea inferioară a acestuia. În distilator se menține temperatura de 110 - 115°C prin intermediul reguletoarelor de temperatură T_{IR} . Încălzirea uleiului în mantaua distilatorului este realizată cu ajutorul a patru rezistoare electrice alimentate la 220 V.

Vaporii formați în partea superioară a distilatorului, trec prin deflegmatorul umplut cu inele Rasching, în care se opresc particulele neevaporate de amestec lichid, după care trec în condensatorul (11).

Regimul termic al vaporilor este deasemenea măsurat pe coloană cu ajutorul reguletoarelor de temperatură T_{iR} . În regim normal de lucru temperatura vaporilor de tricloretilenă este cuprinsă între $84 - 87^{\circ}\text{C}$. Tricloretilena avînd un punct de fierbere de numai 87°C , permite o separare netă față de componentul dizolvat. Experiențele au dovedit că în urma procesului de distilare, nu se modifică proprietățile uleiului termodecapant care prin urmare poate fi reutilizat în procesul de lipire. Tricloretilena odată condensată trece prin separatorul de faze (12) de unde prin cădere liberă ajunge în băile 3, 4, 5. Din baia 4 un sistem de preaplin poate alimenta cu tricloretilenă regenerată și baia 3.

Uleiul termodecapant rezultat din distilare și aflat la baza coloanelor de distilare, este dirijat tot prin cădere liberă la baia de lipire numărul 1.

Întreaga instalație este prevăzută și cu un rezervor tampon de 2 tone cu tricloretilenă curată, pentru completarea tricloretilenei pierdute în procesul de recuperare.

Modul de funcționare a instalației

A - Umplerea cu tricloretilenă curată a băilor 3, 4 și 5 din rezervorul numărul 6.

Această operație se execută atunci cînd se încarcă tricloretilena în băile de spălare, după golirea și curățirea acestora.

În acest scop se execută manevrele:

- Se deschid robinetele V_1, V_2, V_3, V_6, V_8 și V_{16} de alimentare și se pornește pompa (7), care se menține în funcțiune pînă se atinge nivelul prescris în băile de spălare 3, 4, și 5.

B - Umplerea mantalei de ulei a coloanelor de distilare.

Umplerea mantalei distilatorului cu ulei de încălzire se face cu ajutorul pompei (15) din rezervorul (16) prin vasul de distilare ulei (14).

C - Operația de recuperare a tricloretilenei.

Pentru realizarea acestei operații se execută următoarele manevre:

Se deschid robinetele V_{17} , V_{14} , V_{15} , V_{20} , V_{18} , V_{19} , V_{10} , V_{11} , V_{12} și V_{13} . Se pornește pompa (8) urmărindu-se debitul cu ajutorul indicatorului de debit (9). Se reglează instalația la valoarea necesară prin manipularea ventilului V_{20} . Se pornește instalația de încălzire a mantalei de ulei și coloanei de distilare.

D - Oprirea instalației.

Pentru oprirea instalației se fac următoarele manevre:

Se închide ventilul V_{20} de pe circuitul de alimentare al pompei. Se decuplează sistemul de încălzire a coloanei de distilare. Se oprește pompa (8). Se închid ventilele V_{22} și V_{23} a circuitului de răcire cu apă numai după ce a scăzut temperatura coloanei de distilare sub temperatura de 70°C .

5.4.3. INSTALAȚIA DE PRETRATARE A BENZII DE ALUMINIU

După cum s-a relatat în subcapitolele anterioare, în cazul utilizării aliajelor de lipit din grupele Sn-Pb Sn-Pb-Ag sau Sn-Pb-Bi-Ag- nu pot interveni reacții metalurgice directe între aluminiu și metalul de aport. Din acest motiv se recurge la operația chimică de pretratare care are drept scop creerea unui strat receptiv pe suprafața aluminiului.

Reacția de îndepărtare parțială a stratului de oxizi de aluminiu și de depunere simultană prin procese electrochimice a unei pelicule metalice de zinc, stau la baza operației de pretratare a aluminiului.

Instalația prezentată în figura 5.7 se compune din mai multe părți principale:

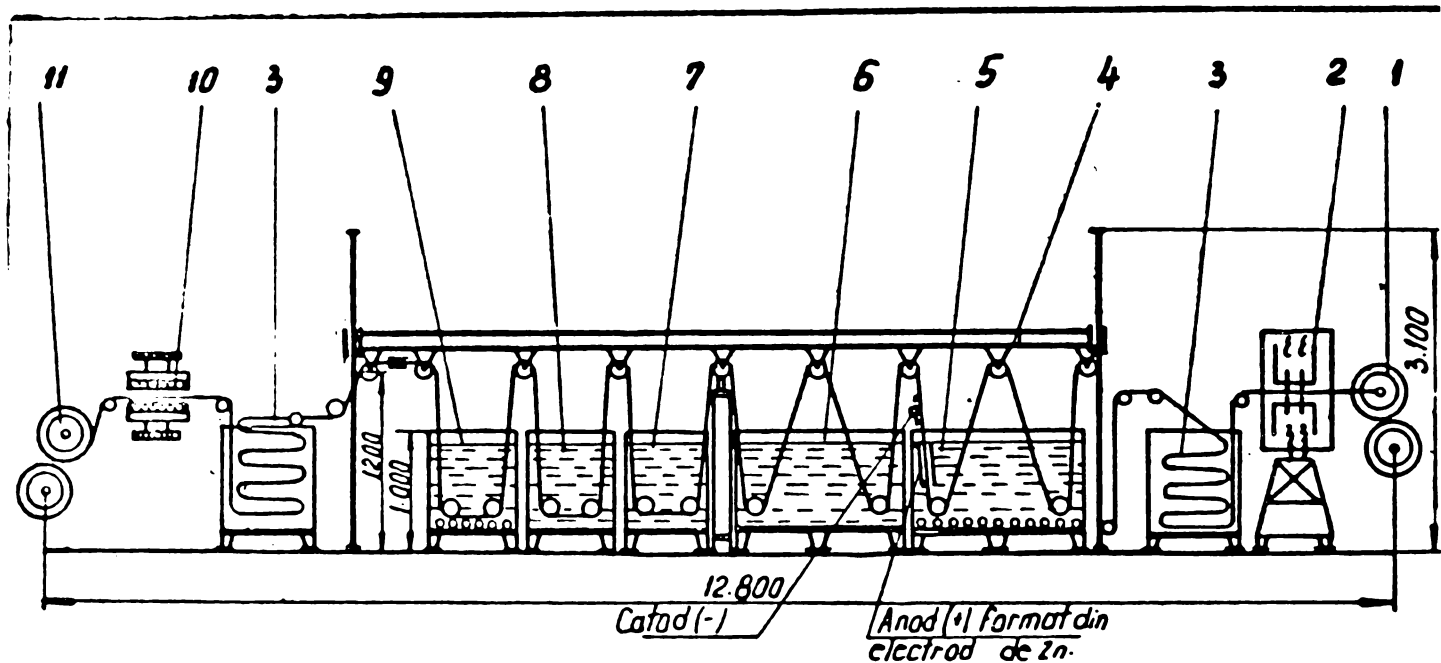


Figura 5.7 Schema instalației de pretratare a aluminiului.

Dispozitiv de derulare și alimentare cu bandă (1), un dispozitiv de sudare prin puncte (2), un dispozitiv cu bandă de rezervă (3), un mecanism de ridicare - coborîre (4), o succesiune de băi metalice: baia de pretratare (5) în care se află soluția compusă din 10 - 40 % NaOH, 10 - 15 % $ZnCl_2$ și 5 % uree, rest apă sau 10 - 14 % NaOH, 4-7 % $Zn(CN)_2$, 20 - 30 % uree, rest apă la o temperatură de $40^\circ C$ timp de 40 de secunde. Apoi baia de spălare (6) în apă rece curgătoare, baia de neutralizare (7) în care se află o soluție de HCl de 1 % cu menținere de 15 secunde la $25^\circ C$, apoi încă o baie de spălare în apă rece (8) și o baie de spălare finală cu apă încălzită la $80^\circ C$, (9) și

în sfârșit un dispozitiv de uscare cu aer comprimat și paslă (10). Banda este preluată de un derulor (11) pe care se înfășoară. Instalația este dotată cu flitre, pompe, instalație electrică, instalație pneumatică, instalație de scurgere și instalație de ventilație. Materialele utilizate trebuie să fie rezistente la coroziune, în soluțiile alcaline precum și acide.

Modul de funcționare:

Se introduce banda în dispozitivul de alimentare - derulare, trecînd-o prin rolele de ghidare, buncăr, role de antrenare și frînă pînă la suportul mobil cu role, capătul benzii fiind prins în dispozitivul de înfășurare.

Cu ajutorul unui mecanism hidraulic suportul mobil este coborît introducînd banda în băile instalației.

Instalația fiind prevăzută pentru funcționare continuă, capetele benzilor trebuie să imbină prin sudură lucru ce se realizează prin dispozitivul (2). Continuitatea este asigurată datorită depozitului de rezervă (3) pe timpul înlocuirii rolei de bandă. Pentru cazul cînd nu s-a terminat imbinarea capetelor celor două benzi, intră în funcție automat frîna de siguranță.

După efectuarea pretratării, banda ajunge în dispozitivul de înfășurare, urmînd ca apoi să fie dirijată pentru următoarele operații tehnologice de ștanțare sau rolare.

Alimentarea băilor cu soluțiile respective, se realizează în timpul funcționării printr-un sistem de rezervoare de rezervă, legate de băi prin conducte montate la pompa de recirculare. Între rezervoare și băile active sînt montate flitre pentru reținerea impurităților.

Controlul chimic al soluțiilor s-a făcut prin

analize clasice de laborator, iar măsurarea grosimii stratului de zinc depus a permis stabilirea regimului optim de pretratare a suprafeței aluminiului.

5.4.4 APARATURA UTILIZATA LA DETERMINAREA GROSIMII STRATULUI METALIC DEPUȘ IN OPERAȚIA DE PRE-TRATARE A ALUMINIULUI

În cadrul operației de pretratare a aluminiului, depunerea de metal are loc fără aport de energie electrică externă din care cauză grosimea depunerilor metalice este foarte mică depinzând în esență de diferențele de potențial electrochimic dintre aluminiu și zinc cât și de parametrii ; convecție, temperatură și timp.

Mijloacele clasice de măsurare cu ajutorul micrometrului nu permit determinarea grosimii stratului metalic depus care este de ordinul fracțiunilor de microni. Pentru acest motiv s-a recurs în cadrul cercetărilor la o aparatură de mare sensibilitate.

Aparatul utilizat (Kocour - G 660) se bazează pe legea lui Faraday prin care se stabilește relația dintre cantitatea de curent și transportul de metal în timpul analizei. Aparatul din figura 5.8 funcționează pe principiul dizolvării anodice și a măsurării coulometrice într-un circuit de electroliză. Bazat pe variația impulsului de tensiune, produs în momentul dizolvării stratului acoperitor, amplificat electronic, aparatul se oprește brusc, timpul de dizolvare fiind direct proporțional cu grosimea stratului acoperitor.

Măsurătorile efectuate cu această aparatură sensibilă care permite determinarea grosimii stratului metalic depus cu o precizie de $0,07 \mu$ la 50μ au condus la stabilirea regimului de pretratare optim pentru

realizarea unor ansamble lipite rigid și cu o bună rezistență la coroziune.

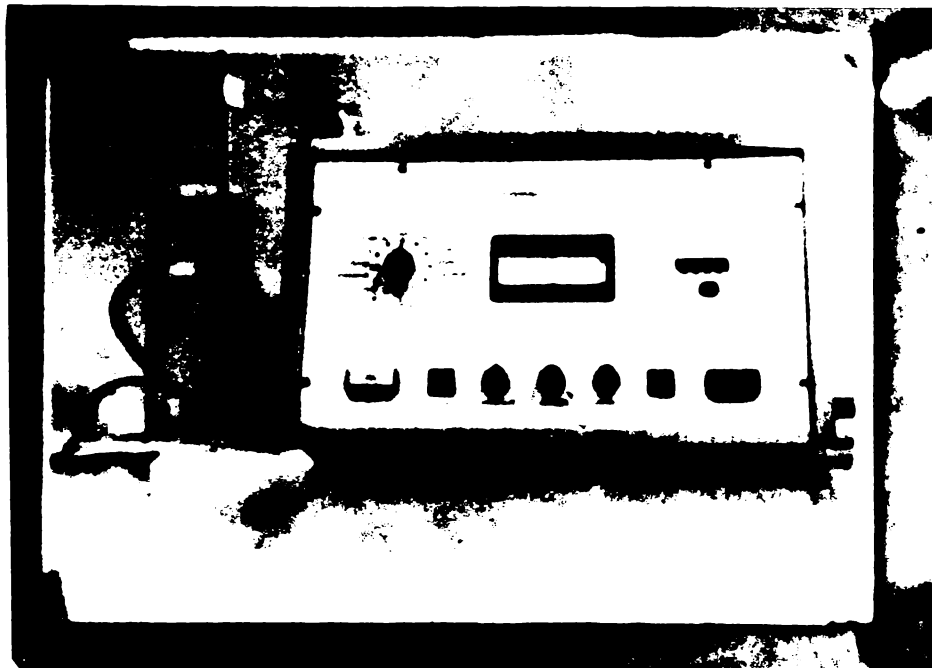


Figura 5.8 Aparat pentru determinarea grosimii stratului de zinc.

5.5. INCERCARI MECANICE, LA COROZIUNE SI LA OROSEALA A MODULELOR IMBIMATE PRIN LIPIRE.

Deși în afara domeniului de cercetare propus, încercările pe epruvete și module în condiții nefavorabile acoperitoare, au permis autorului să-și axeze cercetarea pentru găsirea celor mai favorabile geometrii și construcții de schimbătoare de căldură, obiect al prezentei lucrări.

5.5.1 INCERCARI MECANICE

În cadrul studiului s-a urmărit modificarea rezistenței mecanice în timp prin expunerea în atmosferă industrială a unor epruvete standard având dimensiunile din figura 5.9.

Lipirea epruvetelor s-a realizat la temperatura de 270°C timp de 3 minute pe instalația din figura 5.4.

Toate epruvetele fiind executate în aceleași condiții, au fost lipite simultan. Încercările de rupere la tracțiune, s-au executat pe o mașină cu tracțiune verticală

de tip E P M viteza de deplasare a bacurilor fiind de 5 mm/minut.

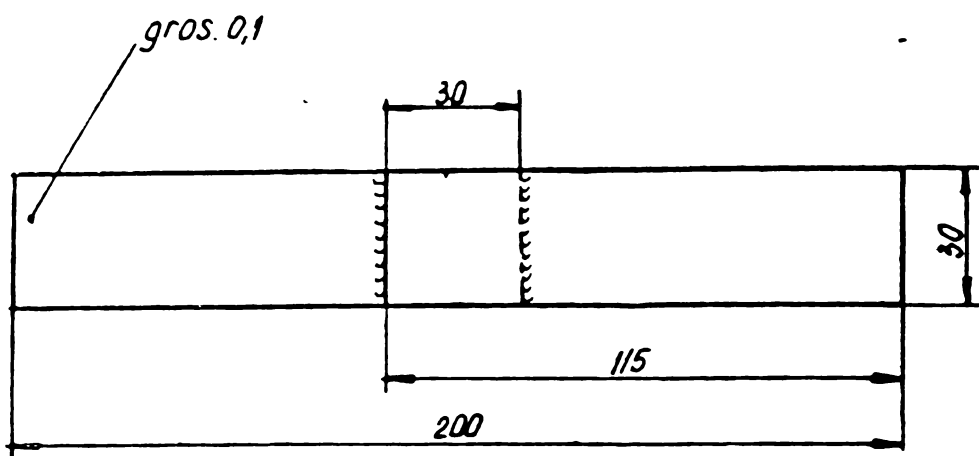


Figura 5.9 Epruveta benzii de aluminiu lipită.

Epruvetele au fost urmărite timp de un an de zile adică 8640 ore, cu determinarea sarcinii de rupere la intervale regulate de timp. Redarea valorilor obținute sînt dat. tabela 5.2

Tabela 5.2

Nr. probei	Sarcina de rupere în da N la o durată de							Observații
	Inițială	1440 ore	2880 ore	4320 ore	5760 ore	7200 ore	8640 ore	
1	210	200	198	196	200	193	198	Rupt în afara zonei de lipitură
2	210	204	199	202	200	198	202	
3	210	200	201	203	199	200	202	

Din analiza valorilor cuprinse în tabelă, se constată că îmbinările benzilor din Al 99,5 lipite cu aliaj Sn-Pb nu suferă nici o modificare la o expunere a acestora timp de 8640 ore în atmosfera industrială

În toate cazurile de solicitări, ruperile s-au produs în afara zonei de lipire depășind sarcina de rupere a aluminiului.

Se poate concluziona că utilizarea construcțiilor din aluminiu astfel lipite pot fi solicitate în timp, în asemenea mediu fără o modificare a rezistenței mecanice.

Testele efectuate pe mașinile de tracțiune au demonstrat că forța necesară de smulgere a fost de 3,8 ori mai mare în cazul lipiturii realizate prin procedeul termodecapant, în raport cu lipiturile realizate prin procedeul clasic.

Amprentele unor astfel de probe făcute pe schimbătoarele de căldură compacte cele mai reprezentative sînt redate mai jos. Astfel figura 5.10 prezintă un modul de schimbător format din tuburi plate și aripioare plane orizontale de tipul A din figura 3.10, iar figura 5.11 prezintă amprențele rămase pe tub după efectuarea smulgerii de către mașina de tracțiune. Concluzia este evidentă.

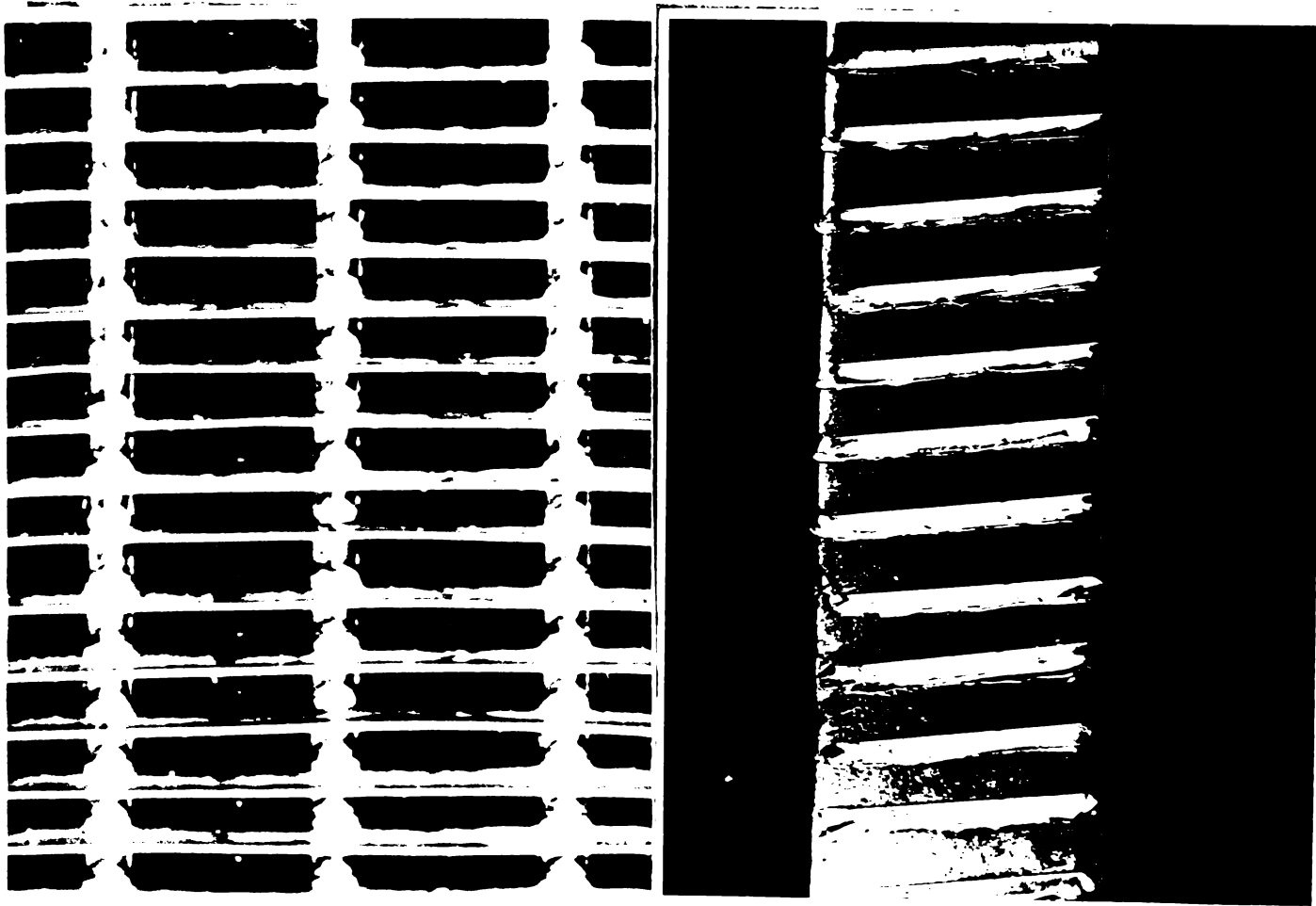


Figura 5.10 Modul de schimbător format din tuburi plate și aripioare plane orizontale.

Figura 5.11 Amprente rămase pe tub după proba de smulgere la modulul din figura 5.10

Pentru ca testele să fie cât mai edificatoare s-a efectuat aceeași probă de smulgere și pe un schimbător format din tuburi plate și aripioare ondulate. Au fost testate module de tipul (B,C,N) din figura 3.10 prezentate în figura 5.12, iar după proba de smulgere imaginea din dreapta aceleiași figuri.

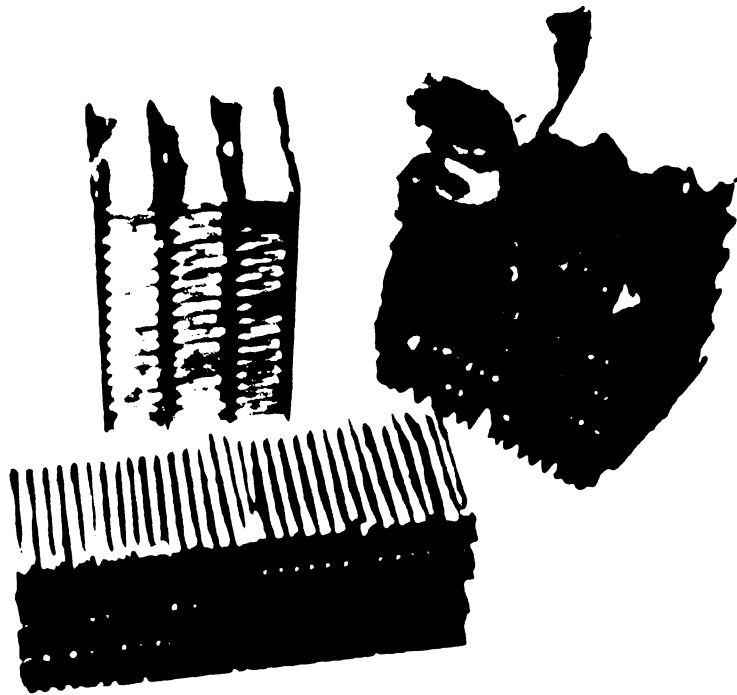


Figura 5.12 Modul de schimbător cu aripioare ondulate.

În figura 5.13 este prezentată amprenta rămasă pe tuburi după proba de smulgere a aripioarelor ondulate.



Figura 5.13 Amprenta rămasă pe tub după proba de smulgere la modulul din figura 5.12

5.5.2 ÎNCERCĂRI LA COROZIUNE

Spre deosebire de construcțiile din cupru alamă sau oțel, nedemontabile, în cazul ansamblelor realizate prin lipire la care participă elemente de suport din aluminiu, intervin fenomene complexe de coroziune care pot conduce în anumite condiții la compromiterea ansamblului lipit [26][117].

Motivul acestei comportări diferite își găsește explicația în caracteristicile specifice ale aluminiului. Metodele de testare la coroziune ale îmbinărilor lipite din aluminiu, diferă în parte și cuprind un spectru mai larg de încercări destinate cunoașterii, prevenirii și ameliorării fenomenelor de coroziune ce au loc.

Acest fapt a determinat ca încercările la coroziune, să fie efectuate atât asupra elementelor componente ce formează ansamblul lipit, în speță aluminiul și aliajul de aport utilizat, cât și în special asupra zonei de contact realizată prin lipire și care este mai puternic afectată de fenomenele de coroziune - decât în cazul altor metale.

Metodele de încercare și rezultatele obținute se referă la îmbinările nedemontabile realizate din aluminiu prin lipire cu aliaje ușor fuzibile la care s-a aplicat procedeul de lipire în mediul termodecapant.

Specific acestei metode, îmbinarea metalică se realizează fără intervenția fluxurilor corosive într-o atmosferă lipsită de oxigen.

În acest fel spre deosebire de celelalte procedee cunoscute de îmbinare a aluminiului, ansamblele realizate sînt complet lipsite de agenți corosivi care ar putea constitui un factor major în coroziunea îmbinărilor obținute [109][118].

Din acest motiv s-au analizat fenomenele de coroziune

ce pot avea loc doar sub aspectul influenței mediilor înconjurătoare în care poate funcționa ansamblul din aluminiu lipit.

Poziția aluminiului în seria tensiunilor determină activitatea lui electrochimică ridicată. Din acest motiv, aluminiul ar trebui să se corodeze extrem de repede și prin urmare să fie puțin folosit în construcțiile metalice. Cu toate acestea se știe că aluminiul este un metal care are o înaltă rezistență la coroziune într-o serie de medii agresive. Cauza acestui fenomen, este tendința pronunțată a aluminiului de a forma o peliculă compactă de protecție în prezența oxidanților. Aluminiul are proprietatea de a se acoperi cu o peliculă de oxid, chiar numai sub acțiunea oxigenului din aer, în care caz grosimea peliculei este de 50 - 100 Å .

În soluții puternic acide sau alcaline, peliculele protectoare de oxid sînt solubile ceea ce permite o coroziune intensivă a metalului.

În apă și medii neutre în care nu se formează compuși solubili, straturile de oxizi sînt stabile, ceea ce face ca metalul să fie rezistent la coroziune în medii neutre iar gazele din atmosfera regiunilor industriale, au un efect scăzut asupra creșterii vitezei de coroziune a aluminiului. [110] [111] .

A - Determinarea rezistenței la coroziune prin metoda variației de masă a epruvetelor.

În cadrul încercărilor efectuate, s-a utilizat ca metodă de determinare cantitativă a coroziunii uniforme a aluminiului, determinarea bazată pe variația de masă a epruvetelor, care este cea mai răspîndită metodă de determinare a vitezei de coroziune și care constă în măsura-

rarea cantității de metal care reacționează cu mediul agresiv
 Relația între pierderea în greutate a aluminiului și stabilitatea sa la coroziune este redată în tabela 5.3 de mai jos:

Tabela 5.3

Pierderi în greutate gr/m ² , zi	Pierderi în greutate mg /dm ² , zi	Stabilitatea
0,00 - 0,1	0,00 - 1,0	complet stabil
0,1 - 1,00	1,00 - 10,00	stabil
1,0 - 10,00	10,00 - 100,0	puțin stabil
10,00 - 100,0	100,0 - 1000,0	abia stabil
100,0 -	1000 -	instabil

Incercările au avut loc pe epruvete din aluminiu 99,5 avînd următoarea compoziție chimică, tabela 5.4

Tabela 5.4

Al %	Impurități %						Total impurități
	Fe	Si	Cu	Zn	Ti	Alte impurități	
99,5	0,32	0,03	0,01	0,08	0,02	0,04	0,5

Pentru a obține într-un interval scurt informații cît mai reale privind comportarea metalelor în exploatare, s-au folosit testele de coroziune „accelerate”.

Astfel în cadrul cercetărilor s-a verificat comportarea la coroziune a aluminiului 99,5 într-o soluție de NaCl 3,5 % și care simulează o exploatare în condiții grele a ansamblurilor din aluminiu în mediu marin.

Aceste încercări au urmărit în paralel și comportarea la coroziune a suprafeței aluminiului protejate prin mijloace chimice . A fost utilizată metoda cromato-fosfatării prin care se produce o oxidare chimică a aluminiului, fără ca zona de lipire să fie atacată. Pentru protejarea aluminiu-

lui prin cromato-fosfatare s-a utilizat o soluție avînd compoziția din tabela 5.5

Tabela 5.5

Component	Concentrație gr/l
- Acid fosforic 75 %	20
- Fluorură de sodiu	4
- Anhidridă cromică	5
- Bicromat de potasiu	4

Aplicarea tratamentului chimic a avut loc prin imersarea suprafeței aluminiului în soluție timp de 15 minute la o temperatură de 50°C.

Comportarea probelor la coroziune a fost determinată prin măsurarea pierderii în greutate a epruvetelor expuse timp de 30 de zile în soluție de NaCl 3,5 % și care a permis calcularea vitezei de coroziune cu a

$$V_{\text{cor}} = \frac{m_{\text{cor}}}{S \cdot t}$$

în care: V_{cor} = viteza de coroziune

S = aria suprafeței corodate

t = timpul de coroziune

m_{cor} = pierderea de masă prin coroziune.

Rezultatele obținute sînt redade în tabelele 5.6 și 5.7 care urmează:

Tabela 5.6 - Viteza de coroziune a Al 99,5 în soluție de NaCl 3,5 % .

Tabela 5.6

Nr. probe	Greutatea inițială mg	Greutatea finală mg	C mg	Suprafața dm ²	Timp zile	Viteza de coroziune mg/dm ² , zi
1	841,832	838,752	3,08	0,3	30	0,3420
2	857,370	854,800	2,57	0,3	30	0,2850
3	871,330	868,330	2,88	0,3	30	0,3200

Tabela 5.7 - Viteza de coroziune a Al 99,5 cromato-fosfatat în soluție de NaCl 3,5 %

Tabela 5.7

Nr. probei	Greutatea inițială mg	Greutatea finală mg	G mg	Supra- fața dm ²	Timp zile	Viteza de coroziune mg/dm ² , zi
1	878,320	877,240	1,08	0,30	30	0,1200
2	847,712	846,882	0,83	0,30	30	0,0920
3	849,990	849,110	0,88	0,30	30	0,0970

Din analiza rezultatelor cuprinse în cele două tabele, se poate constata o comportare mai bună a aluminiului 99,5 cromato-fosfatat față de cea a aluminiului neprotejat fapt care a determinat folosirea metodei cromato-fosfatării, ca mijloc de protecție anticorozivă pentru suprafața aluminiului. În ambele cazuri se poate constata că față de mediul agresiv salin, aluminiul se prezintă complet stabil.

B.- Comportarea la coroziune sub sarcină constantă la temperaturi negative.

Această determinare a avut drept scop urmărirea rezistenței la coroziune a îmbinării cu aliaj Sn-Pb supuse unui efort constant, la temperaturi negative. Modulele realizate din aluminiu 99,5 conform figurii 3.10, au fost expuse la temperaturi de - 12°C și - 32°C și supuse unei sarcini constante la tracțiune, urmărindu-se rezistența la acest efort concomitent cu observarea cu lupa a suprafețelor metalice.

Condițiile de încercare sînt redată în tabelele 5.8 și 5.9.

Condițiile de încercare modulelor din aluminiu 99,5 expuse timp de 72 ore la - 32°C.

Tabela 5.8

Nr. probei	Sarcina daN	Suprafața lipiturii mm ²	Solicitarea la trac- țiune a lipiturii daN / mm ²	Observații
1	30,0	2.800	0,010	Nu a cedat îmbinarea
2	32,00	2.850	0,011	
3	35,00	2.150	0,016	

Încercările la temperaturi negative au arătat că nu au fost afectate de coroziune nici zonele de îmbinare și nici elementele din aluminiu, construcția lipită păstrându-și rezistența mecanică inițială.

Condițiile de încercare a modulelor din Al 99,5 expuse timp de 30 de zile - 12°C.

Tabela 5.9

Nr. probei	Sarcina daN	Suprafața lipiturii mm ²	Solicitarea la trac- țiune a lipiturii daN / mm ²	Observații
1	30,0	2.480	0,0120	Nu a cedat îmbinarea Nu a cedat îmbinarea Nu a cedat îmbinarea
2	32,0	2.400	0,0130	
3	35,0	2.510	0,013	

Aceste încercări au fost efectuate în scopul verificării comportării îmbinărilor din aluminiu în cazul utilizării acestora în construcții din domeniul frigatehniei.

C.-Comportarea la coroziune sub sarcină constantă în atmosferă industrială.

Verificarea influenței atmosferei industriale asupra îmbinărilor lipite din aluminiu s-a făcut pe o durată de 6480 de ore, sub acțiunea unei sarcini constante. Condițiile de expunere sînt redată în tabela 5.10.

Încercările la coroziune au arătat că atmosfera industrială nu influențează prin efecte de coroziune rezis-

tența îmbinărilor lipite, rezistența mecanică a ansamblului lipit păstrând aceleași valori.

Condițiile de încercare a modulelor din Al 99,5 expuse în atmosfera industrială.

Tabela 5.10

Nr probei	Sarcina daN	Suprafața lipiturii mm ²	Solicitarea la tracțiune a lipiturii daN/mm ²	Observații
1	40,0	2,458	0,016	Nu a cedat lipitura
2	50,0	2.400	0,020	Nu a cedat lipitura
3	60,0	2.459	0,024	Nu a cedat lipitura

5.5.3 INCERCARI DE REZISTENTA LA OBOSEALA

Micșorarea limitei de rezistență la oboseală sub acțiunea concomitentă a solicitărilor oscilante și a mediului constituie o formă răspândită de uzură a metalelor în condiții naturale de utilizare. În general eforturile mecanice repetate, conduc la perturbări ale rețelei atomice care în vecinătatea suprafeței se manifestă prin apariția unor fisuri microscopice. De multe ori, sub efectul solicitărilor mecanice alternative, filmul natural de oxid protector poate fi rupt, favorizând apariția unor puncte de inițiere a coroziunii. Procesele de coroziune sînt accelerate și de apariția unor pile electrice provocate de stările de tensiune diferită în rețeaua cristalină, provocată de apariția unor zone succesive de comprimare și tensiune. Apariția și propagarea stărilor de tensiune diferențiată depind de compoziția și structura aliajului, de modificările structurale ce intervin în procesul de lipire, frecvența și intensitatea solicitărilor mecanice, natura mediului etc..

În vederea testării rezistenței la oboseală a îmbinărilor lipite din aluminiu 99,5, lipite în mediul termodecapant s-a utilizat o aparatură de încercare la vibrații

și pulsații care să simuleze condițiile reale de lucru a unui ansamblu din aluminiu montat pe un motor [120].

În cadrul acestor încercări s-a urmărit atât rezistența la oboseală a îmbinărilor lipite între aluminiu și aliajul de lipit, cât și rezistența la etanșeitate a aliajului utilizat.

Modulele testate au fost cele din figura 3.10 lipite pe instalația experimentală din figura 5.4.

Schema dispozitivului folosit pentru încercarea la vibrații și pulsații a îmbinărilor lipite care se compune dintr-o masă vibratoare și un sistem de presiune pulsatorie a lichidului prezentată în figura 5.14. Anexa 2

Sistemul de presiune pulsatorie, se compune dintr-un rezervor principal (1) prin care întregul sistem se umple cu etilen glicol, un bazin de presiune (2) în care glicolul se încălzește cu ajutorul unei rezistențe electrice (3) și o pompă pneumo-hidraulică (4) cu ajutorul căreia se introduc pulsații în lichidul care circulă în țevile plate de alamă ale modulului de încercare. Frecvența pulsațiilor poate fi reglată de la 1 - 20 pulsații / minut. Reglabilă fiind și presiunea pulsației.

Sistemul de vibrație se compune din masa vibratoare (5) de care este fixat rigid un electromotor de curent continuu cu turația reglabilă (6) pe axul căruia este fixată greutatea (7) a cărei poziție față de axul electromotorului poate fi modificată. Masa vibratoare este fixată elastic de suportul masei. Pe masa vibratoare se montează modulul de încercat (8).

Amplitudinea vibrațiilor se poate schimba prin reglarea poziției greutății (7) în raport cu axul electromotorului (6) și poate avea valori cuprinse între 0 - 9 mm.

Frecvența vibrațiilor este variată prin modificarea turației electromotorului.

Funcționarea dispozitivului se controlează de la un tablou de comandă.

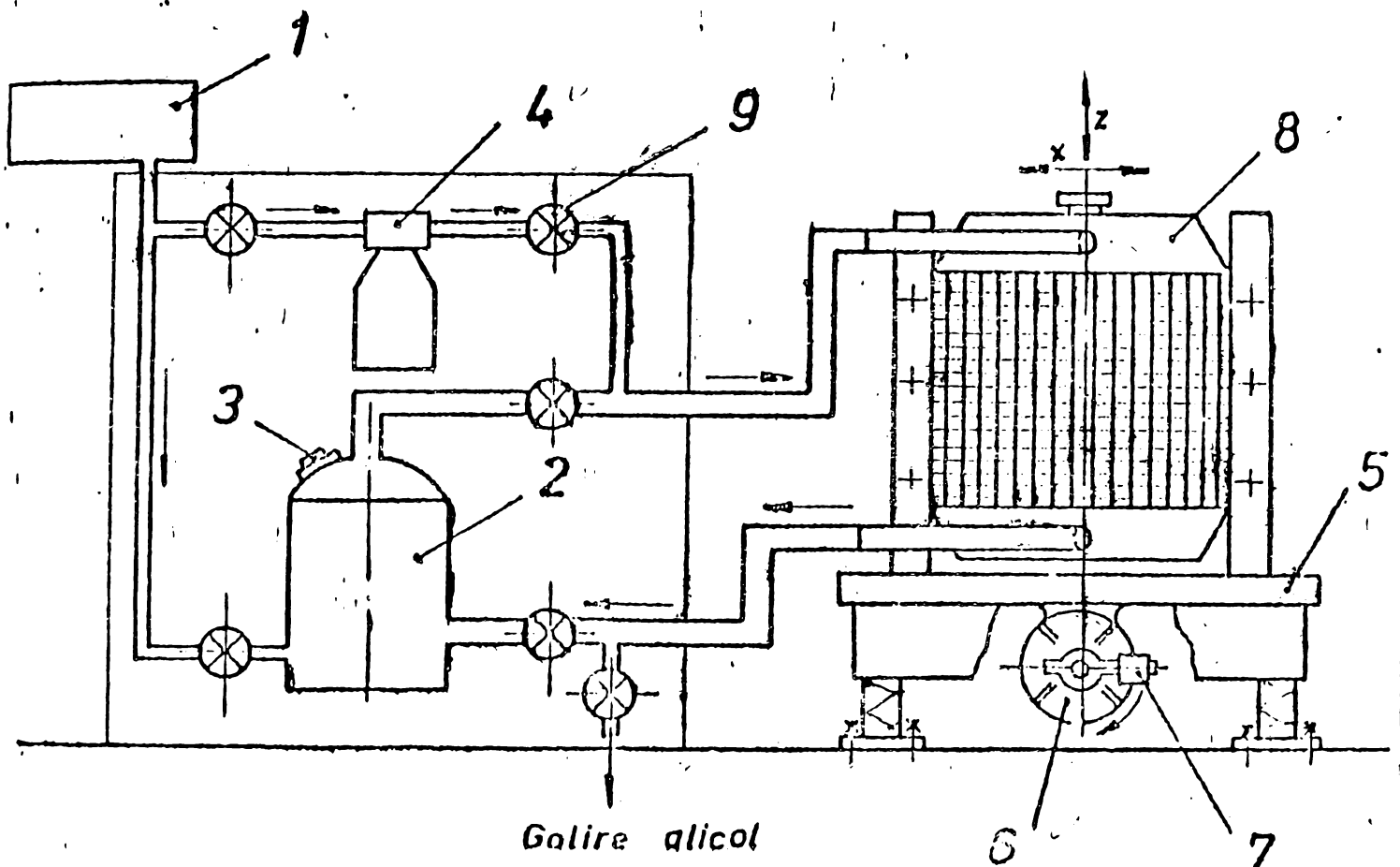


Figura 5.14. Schema dispozitivului de încercare la vibrații și pulsații.

Modulele din aluminiu au fost supuse unui regim de vibrare similar probelor de vibrații care se aplică schimbătoarelor de căldură montate pe autocamioane și care prevede:

- amplitudine - maximum 3 mm
- frecvența vibrației - 1500 vibrații/minut,
- presiunea lichidului 0,8 - 1 Kgf/mm²,
- temperatura lichidului 80°C
- frecvența pulsației 14 - 18 pulsații/minut,
- durata; 1 x 60⁶ cicluri de vibrații

După efectuarea acestei probe, modulele au fost supuse unei probe de presiune prin introducerea de aer la

1 - 1,2 atmosfere și urmărirea prin imersarea într-un recipient cu apă, a apariției eventualelor fisuri în aliajul de lipit care etanșează tuburile plate, după care au fost secționare prin mijlocul tuburilor și verificată aderența elementelor din aluminiu în zonele de îmbinare.

Aceste încercări au permis să se tragă concluzia că îmbinările din aluminiu realizate în mediul termodecapant asigură o rezistență la oboseală care satisface condițiile de exploatare severe pe un motor.

5.5.4. INCERCARI METALOGRAFICE EFECTUATE ASUPRA ZONELOR DE LIPIRE, SUPUSE LA CICLURI ALTERNANTE TERMICE.

Aceste încercări au avut drept scop cercetarea pe cale metalografică a modificărilor structurale ce pot interveni în zona de lipire în cazul modulelor ce au fost supuse unui regim termic alternant simulând condițiile de exploatare și în instalații frigotehnice.

Astfel au fost examinate metalografic module a căror construcții utilizează tuburi cu falț figura 5.15

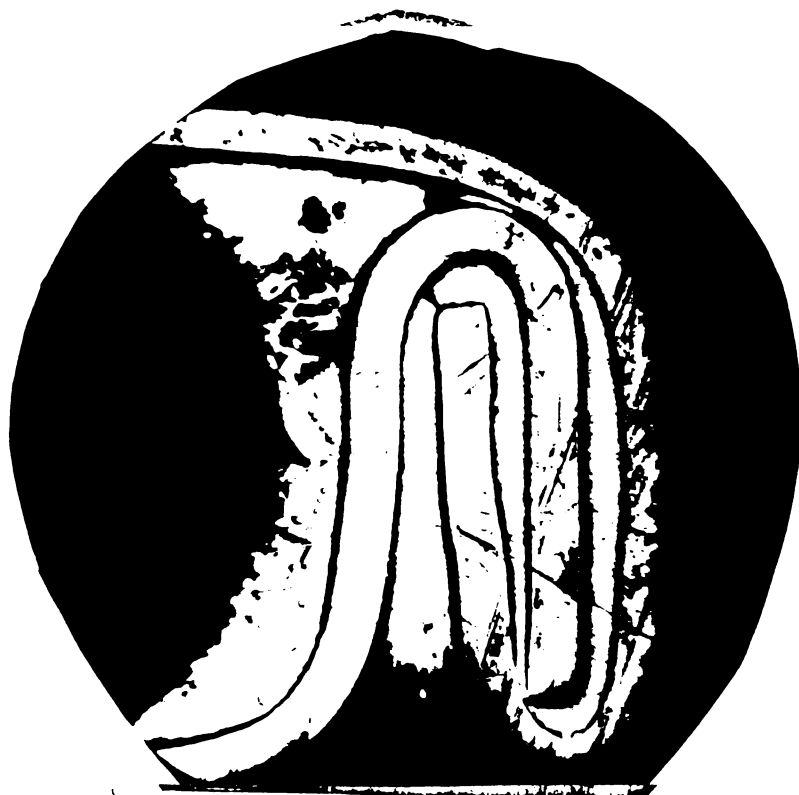


Figura 5.15 Probă metalografică a unui tub cu falț.

Construcții de module cu tuburi plate fără falț figura 5.16

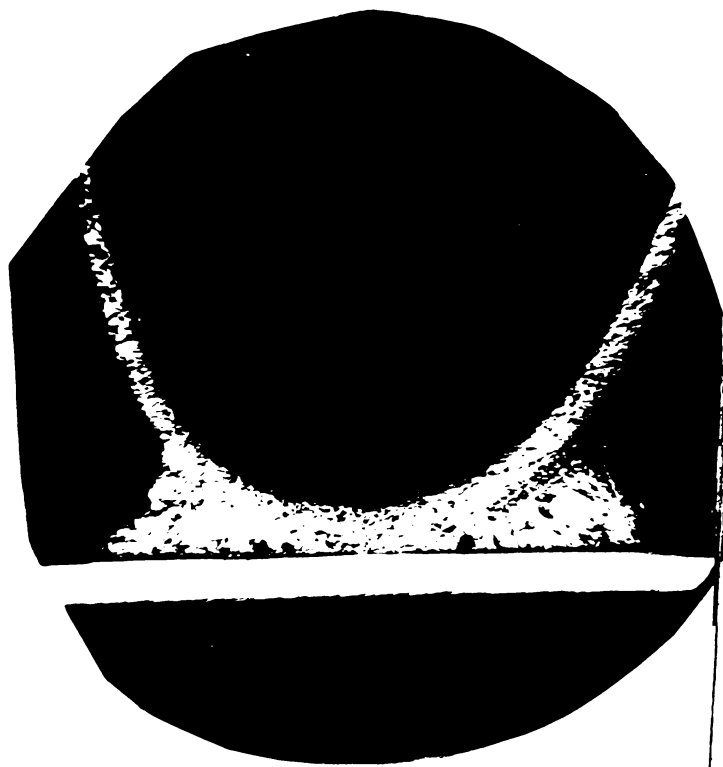


Figura 5.16 Probă metalografică a unui tub plat fără falț.

construcții de module cu tuburi cilindrice figura 5.17

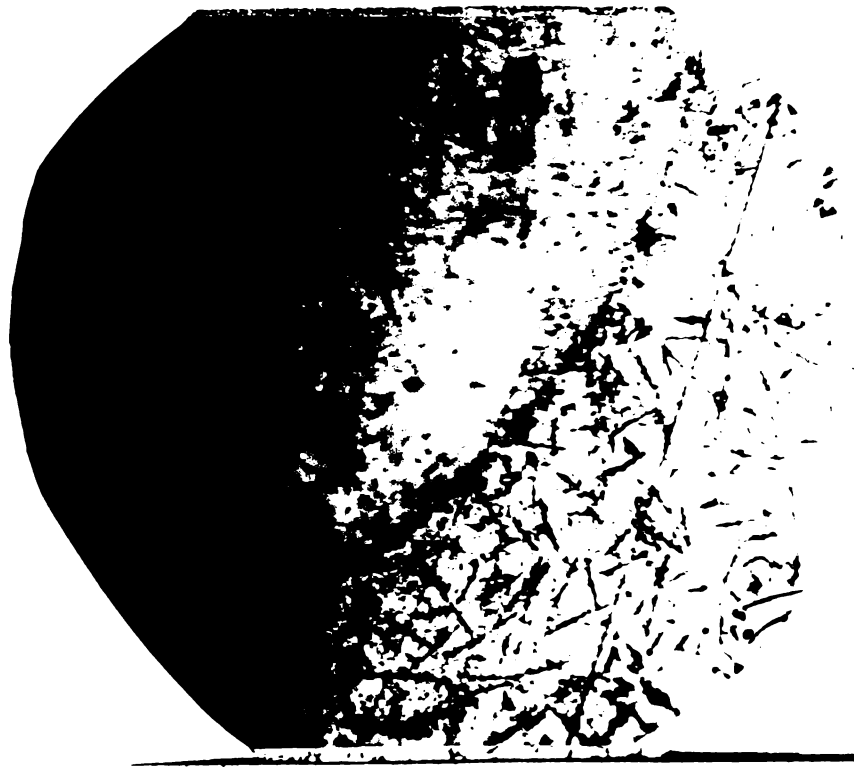


Figura 5.17 Probă metalografică a unui tub cilindric.

Probele executate conform procedurii pe instalația experimentală prezentată în figura 5.4, au fost menținute într-un congelator la temperatura de -15°C timp de 48 ore și apoi șocate termic prin imersare în apă încălzită la 40°C . Acest

regim a durat 6124 ore în care timp epruvetele au suferit un număr de 162 socuri termice.

Incercările metalografice s-au făcut prin compararea microstructurilor obținute în zona de îmbinare, cu structura unor probe lipite în aceleași condiții dar care nu au suferit regimul termic alternant.

S-a urmărit aspectul lipiturii pe probe mărite de 500 de ori.

Analiza de ansamblu a zonei de lipire a scos în evidență un contact intim între tub-aripioară și aliajul de lipit.

Se poate concluziona că șocarea termică de 162 ori în intervalul de temperatură -15°C , $+40^{\circ}\text{C}$ nu a produs nici un fel de modificare în structura lipiturii, fapt care indică posibilitatea utilizării în exploatare și în domeniul frigotehnicii a îmbinărilor din aluminiu și alte metale lipite prin procedeul termodecapant.

CAPITOLUL 6^o - INCERCARI TERMICE SI HIDRAULICE PE INSTALATII
EXPERIMENTALE. PRELUCRAREA DATELOR. INTERPRE-
TAREA REZULTATELOR

6.1 CONSIDERATIUNI TEORETICE

Schimbătoarele de căldură , ce echipează motoa-
rele industriei constructoare de mașini din țara noastră, fac
parte din categoria schimbătoarelor, la care unul din cele
două fluide, are un coeficient de transmitere a căldurii prin
convecție mult mai slab decât celălalt. Uzual prin majorarea
fluxului de căldură transmis se mărește suprafața de încălzi-
re de partea aerului prin diferite metode, (deobicei prin
dispunerea unor aripioare sau lamele).

Deși cum s-a arătat și în capitolul 3.4, schim-
bătoarele de căldură, se întrebuintează în prezent pe scară
largă, în cele mai variate domenii. Cu toate acestea, nu
există încă relații criteriale certe, care să permită calcu-
lul exact al coeficientului de convecție termică α , între
suprafețe cu aripioare și fluidul care spală aceste suprafe-
țe, pentru orice formă și dimensiune ale țevilor și aripioa-
relor. Din această cauză, nu se poate calcula cu precizie
coeficientul de trecere a căldurii k pentru schimbătoare și
nici căldura schimbată de acestea, dacă nu se dispun de su-
ficiente date experimentale.

Schimbătoarele de căldură ce echipează motoa-
rele vehiculelor, fac parte din categoria schimbătoarelor,
pentru care coeficientul de trecere a căldurii trebuie de-
terminat pe cale experimentală, dacă se cere o valoare mai
exactă a acestuia [101]. Trebuie însă avut în vedere că o
creștere a coeficientului de convecție termică de partea
aerului poate fi realizată limitat, deoarece pierderile de

presiune și costurile de fabricație, cresc cu pătratul vitezei curentului de aer. Aceasta ar duce la utilizarea unor suprafețe mari pentru schimbul de căldură. În acest caz schimbătorul propriuzis ar căpăta dimensiuni apreciabile. Pentru a limita aceste dimensiuni, se dirijează în general curentul de aer, spre construcții cu geometrii variabile, mărindu-se în acest fel suprafața de schimb termic raportată la volum.

În acest fel se asigură și realizarea unor schimbătoare mult mai compacte. De obicei însă, constructorul de schimbătoare de căldură caută să mărească coeficientul de trecere a căldurii K în funcție de numărul și diametrele tuburilor, conductivitatea termică λ a pereților și coeficientul lor de convecție.

Dacă influența tuburilor și conductivitatea termică se pot cunoaște încă din proiectare, sporirea în continuare a lui K , va fi posibilă numai prin sporirea coeficienților de convecție.

Pentru aceasta se cunosc mai multe metode ca:

a) -folosirea unor suprafețe de schimb termic de configurație specială pentru cazul schimbătoarelor de căldură cu tuburi cilindrice.

b) -utilizarea unor suprafețe de schimb termic avînd o geometrie variabilă în cazul schimbătoarelor compacte.

c) -utilizarea unor particule sub formă de aditivi în curentul de fluid.

d) -intercalarea în calea fluidului a unor generatoare de turbulență etc...

Scopul cercetărilor întreprinse de autor a constat în a determina pe cale experimentală coeficientul

de trecere al căldurii, funcție de influența diferiților factori asupra performanțelor termice și aeraulice ale schimbătoarelor. Un schimbător corect dimensionat trebuie să asigure:

- eliminarea căldurii pentru toate regimurile de lucru ale motorului.
- o suplețe și greutate minimă (numai în cazul autovehiculelor)
- o rezistență hidraulică minimă.
- rezistență la șocuri și vibrații.

6.2 CARACTERISTICI TERMICE

Elementul principal al schimbătorului unde se realizează transferul de căldură este elementul sau corpul de răcire, care determină de altfel și suprafața de schimb termic.

Ecuatia transferului de căldură din care se determină suprafața de schimb termic A , cea mai utilizată are forma:

$$Q = K \cdot \Delta t_{med} \cdot A \quad \text{în care:} \quad (6.1)$$

Q = cantitatea de căldură [Kcal/h]

Δt_{med} = diferența de temperatură medie logaritmică dintre cele două fluide $^{\circ}C$.

K = coeficientul global de schimb de căldură [Kcal/h.m²grad]

A = suprafața de schimb termic [m²].

În general în calculul schimbătoarelor de căldură se pune problema determinării și dimensionării suprafeței de schimb A , cunoscându-se de fapt valoarea cantității de căldură Q ce trebuie evacuată prin schimbător din bilanțul termic al motorului și Δt_{med} .

Pentru determinarea coeficientului de schimb termic K , având în vedere multitudinea parametrilor fizici

și geometrici care-l influențează, trebuie determinat pe cale experimentală pentru fiecare tip de geometrie dacă dorim date exacte.

Cele mai frecvente construcții ale schimbătoarelor de căldură utilizate, indiferent de geometrie sînt cu tuburi plate sau cilindrice și aripioare sau lamele plane, ondulate și cu geometrie diferită.

Materialele cel mai des utilizate pentru aripioare sînt: Cuprul, Alama, Aluminiul, oțelul, iar pentru tuburi în general alama și mai rar cuprul, aluminiul sau oțelul.

Pentru a vedea influența geometriei și a dispunerii elementelor componente, precum și a materialelor din care ar trebui executate schimbătoarele, am efectuat încercări pe diferite module cu o suprafață frontală de $0,064516 \text{ m}^2$ cît este de fapt și secțiunea tunelului aerodinamic.

Prelucrarea datelor experimentale obținute în tunel s-a făcut astfel:

Pe baza mărimilor măsurate s-au obținut:

a) Fluxul de căldură schimbat care s-a calculat din diferența de temperatură a apei la intrare și la ieșire din schimbător Δt_a și din debitul de apă măsurat m_a , căldura specifică a apei fiind considerată constantă

$$C_a = 4186 \text{ J/Kg grd} ;$$

$$Q_a = m_a \cdot C_a \cdot \Delta t_a \quad (6.2)$$

S-a neglijat pierderea de căldură către mediul ambiant. Rezultatul încercărilor precum și ale densității fluxului de căldură φ au fost prezentate grafic.

b) În baza fluxului de căldură determinat, s-a calculat coeficientul de trecere a căldurii K :

$$K = \frac{Q}{A \cdot \Delta t_m} \quad (6.3)$$

In cercetările efectuate s-a determinat coeficientul de trecere a căldurii k , aferent suprafeței de transmitere a căldurii dinspre partea aerului. Calculul poate fi efectuat fie pe baza diferenței medii logaritmice de temperatură, fie cu ajutorul caracteristici de lucru a schimbătorului [90].

Pentru suprafețele cu aripioare, coeficientul de transmitere a căldurii este dat după cum se știe de expresia [91].

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\eta_0 \alpha_1} + \frac{A_{aer}}{A_{apă}} \left(\frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_t}{\lambda_t} \right) \quad (6.4)$$

în care:

α_1 și α_2 [W/m²grd] reprezintă coeficienții de convecție de partea aerului și respectiv a apei, A_{aer} , $A_{apă}$ [m²] suprafață de schimb de căldură de partea aerului și apei; δ_t [m] grosimea tubului iar λ_t [W/mgrd] conductivitatea termică a materialului tubului.

Suprafața medie pentru conducția termică prin pereții țevii s-a calculat cu formula propusă de Haussen [111]

$$A_m = \frac{d_e - d_i}{\ln \frac{d_e}{d_i}} \pi l \quad [m^2]$$

Suprafața aripioarelor s-a calculat cu expresia:

$A_p = 2n h_t l_p \quad [m^2]$ în care: n este numărul aripioarelor, h_t [m] înălțimea totală și l_p [m] lungimea aripioarei coeficientul 2 apare pentru că ambele părți sînt active.

$$\eta_0 = 1 - (1 - \eta_{arip}) \frac{A_{arip}}{A_{aer}} \quad \text{în care:}$$

$$\eta_{arip} = \frac{t h \sqrt{\frac{2\alpha_1}{\lambda_a \delta_a}}}{h \sqrt{\frac{2\alpha_1}{\lambda_a \delta_a}}} \quad \text{și reprezintă randamentul aripioarei}$$

în care λ_a [W/mgrd] conductivitatea termică iar δ_a [m]

grosimea aripioarelor. Intrucît în cazul tuburilor plate grosimea tuburilor $\delta_t = 0,0015$ metri, raportul δ_t/α_t poate fi neglijat. Ținînd cont de definiția Ψ_{aer} și $\Psi_{\text{apă}}$ relația 6.4 devine:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\eta_0 \alpha_1} + \frac{\Psi_{\text{aer}}}{\Psi_{\text{apă}} \alpha_2} \quad (6.6)$$

în care:

Ψ_{aer} este raportul dintre suprafața de schimb de căldură de partea aerului și volumul schimbătorului, iar $\Psi_{\text{apă}}$ raportul dintre suprafața de schimb de căldură de partea apei și volumul schimbătorului.

Coeficientul de convecție de partea apei α_2 s-a calculat cu ajutorul a două relații diferite [89] și [30] rezultînd aceiași valoare de $\alpha_2 \approx 920$ [W/m² gra] pentru regimul de curgere a apei prin tuburi $Re = 1420$

Relația (6.6) a permis calculul lui α_1 efectuînd în prealabil un calcul iterativ.

Calculînd coeficientul de convecție termică de aproximare succesivă s-a efectuat pentru calculul lui α_2 .

Pentru țevi cu aripioare exterioare longitudinale:

- pentru o țeavă: $Nu = 0,022 Re^{0,8}$ (6.7)
- pentru un fascicul de țevi: $Nu = 0,0295 Re^{0,8}$ (6.8)

Pentru fascicule de țevi cu aripioare transversale

- pentru dispoziția țevilor în așichier;

$$Nu = 0,45 Re^{0,625} \left(\frac{A_0}{A} \right)^{0,375} Pr^{1/3} \quad (6.9)$$

- pentru dispoziția țevilor în coridor

$$Nu = 0,3 Re^{0,625} \frac{A_0}{A}^{0,375} Pr^{1/3} \quad (6.10)$$

Iar autorul a dedus și utilizat pe baza experimentărilor efectuate un alt grup de relații mult mai apropiate de construcțiile cercetate.

Astfel pentru țevile cu aripioare exterioare

de tipul B,C,D,J,L,M,N, figura 3.10 (longitudinale)

$$- \text{ pentru o țeavă: } Nu = 0,026 Re^{0,8} \quad (6.11)$$

$$- \text{ pentru un fascicul de țevi: } Nu = 0,032 Re^{0,8} \quad (6.12)$$

Pentru fascicule cu țevi și aripioare transversale

- pentru dispoziția țevilor în așchier cu aripioare de tipul E,G,H și I figura 3.10 (transversale)

$$Nu = 0,51 Re^{0,63} \left(\frac{A_0}{A} \right)^{0,38} Pr^{1/3} \quad (6.13)$$

- pentru dispoziția țevilor în coridor cu aripioare de tipul A și F.

$$Nu = 0,33 Re^{0,63} \left(\frac{A_0}{A} \right)^{0,38} Pr^{1/3} \quad (6.14)$$

6.3. CARACTERISTICI ALE REZISTENȚEI HIDRAULICE

În aprecierea unui schimbător de căldură trebuie să cunoștem în afara caracteristicilor termice și cele hidraulice. Deoarece alegerea unui anumit tip de schimbător este legată în final și de factori economici ca prețul de cost și cheltuielile de exploatare, în această direcție trebuie luată în considerare energia necesară vehiculării fluidelor prin schimbător, respectiv de rezistențele hidraulice concentrate în țevi, aripioare, coturi, etc...

În cadrul lucrării, căderile de presiune pot fi exprimate printr-o relație general valabilă atât pentru curgerea laminară, cât și cea turbulentă sub forma;

$$\Delta p = \xi a \frac{\rho w^2}{2} \quad (6.15) \quad \text{în care:}$$

ξ - reprezintă un coeficient adimensional

a - un factor de corp

w - viteza și ρ - densitatea

Pentru curgerea prin țevi, $a = \frac{L}{d_1}$, deci

$$\Delta p = \xi \frac{L}{d_1} \cdot \frac{\rho w^2}{2}, \text{ unde } \xi \text{ și } w \text{ se consideră în a-}$$

coastă relație ca valori medii, după cum au fost definite și adoptate de autor. Coeficientul de pierdere de sarcini depinde de criteriul lui Reynolds.

Literatura de specialitate indică în general pentru curgerea laminară expresia:

$$\zeta = \frac{64}{Re_1} \quad (6.16)$$

în care: Re_1 - criteriul Reynolds raportat la diametrul interior. Această expresie dă rezultate bune doar pentru curgerea în regim hidraulic stabilizat, fiind dedusă din legea de distribuție parabolică Hagen - Poisenille. Este evident că în zona în care viteza nu e parabolică, expresia de mai sus nu este valabilă. Comolet arată că se poate ține seama de fenomenele care apar în zona de stabilizare, prin introducerea unui termen de corecție, care se comportă ca o cădere de presiune suplimentară de ordinul $0,16 \zeta \frac{w^2}{2}$. Comolet remarcă însă că valoarea $0,16$ propusă de Schiller în 1922 este foarte incertă, deoarece același cercetător a găsit valori care oscilează între $0,11$ și $0,45$. Alți cercetători, au propus valori în jurul lui $0,40$. Expresia anterioară este valabilă numai în zona de stabilizare hidraulică și poate fi aplicată pentru calculul căderilor de presiune de-a lungul unei țevi (a care zona de stabilizare se extinde pe toată lungimea ei.

În schimbătoarele de căldură cu țevi, intrarea fluidului în acestea, este nestabilizată din punct de vedere hidraulic, stabilizarea producându-se de abia în timpul parcurgerii lor de către fluid.

Lungimea de stabilizare hidraulică la țevi similare din punct de vedere geometric, depinde de valoarea criteriului lui Reynolds, iar la schimbătoarele cu regim laminar este în general mai mică decât lungimea țevilor. Într-o țevă deci există două zone distincte, de lungimi egale sau diferite; una cu regim nestabilizat

și alta cu regim stabilizat.

Autorul consideră că din acest motiv nici expresia dată nu poate fi utilizată pentru calculul căderii de presiune la schimbătorul de căldură. Pentru a se putea compara rezultatele cu construcțiile asemănătoare și pentru reprezentarea adimensională a pierderilor de presiune măsurate Δp , s-a folosit coeficientul de rezistență $\zeta = \frac{\Delta p}{\frac{w^2}{2} \cdot \rho}$ (6.17)

iar factorul de rezistență f a fost definit de relația 20 :

$$f = \frac{\Delta p}{\rho \frac{w^2}{2}} \cdot \frac{A_{lib}}{A_{aer}} \quad (6.18)$$

în care Δp [N/m²] - căderea de presiune la trecerea fluidului prin schimbătorul de căldură.

w [m/s] viteza aerului.

A_{lib} [m²] secțiunea liberă de trecere a aerului.

6.4 PREZENTAREA INSTALATIEI PENTRU DETERMINAREA PERFORMANTELOR TERMICE SI AERAUlice LA MODULELE DE TIP AER - APA.

Pentru a se verifica influența geometriei construcțiilor realizate, a elementelor componente și a materialelor din care au fost realizate modulele, s-au efectuat încercări pe diferite secțiuni ale corpurilor de răcire în construcțiile prezentate în figura 3.10 precum și în construcțiile ce se vor prezenta în capitolul 7 .

Modulele având dimensiunea de 254 x 254 mm realizează o suprafață frontală de 0,064516 m² cât reprezintă secțiunea tunelului aerodinamic și a cărei imagine de ansamblu este prezentată în anexa 1 din prezenta lucrare.

Schema de principiu a tunelului este redată în figura 6.1.

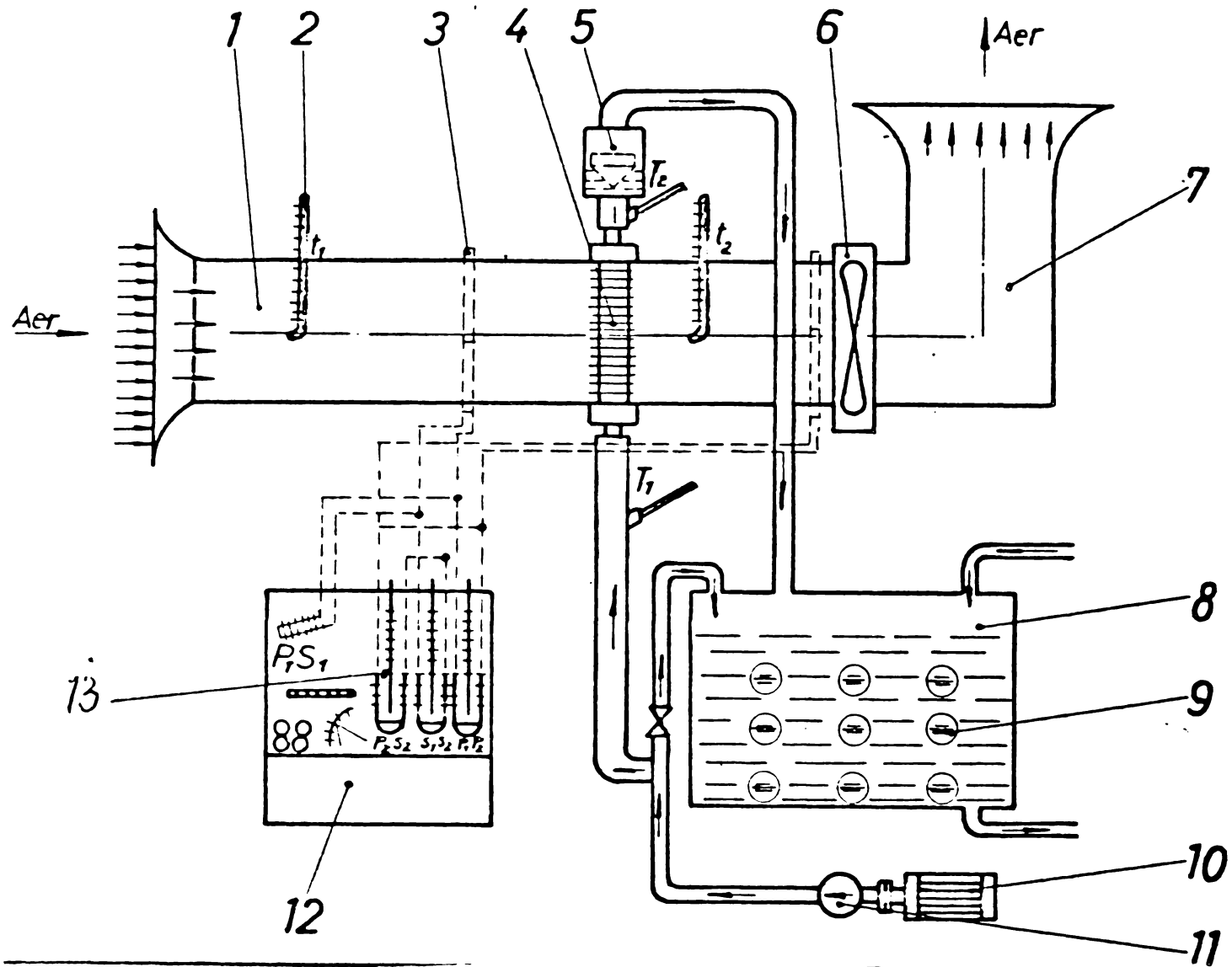


Figura 6.1 Schema de principiu a tunelului aerodinamic pentru module aer - apă.

În schema de mai sus este prezentată o instalație cu circuit deschis, în care ventilatorul (6) aspiră aerul printr-un ajutaj (1) de tip lemniscată, care asigură o rapidă uniformizare a curgerii în canal în care se află montat modulul experimental de testat (4). Temperatura aerului, la intrare și ieșire din modul, este măsurată cu un grup de patru respectiv șapte termometre (2), montate în amonte și aval de modul. Debitul de aer se măsoară cu ajutorul a patru tuburi Pilot (3) legate la manometrul diferențial (13). Dintr-un bazin (8) de $0,2 \text{ m}^3$, în care apa este menținută la temperatura dorită prin conec-

tarea și deconectarea automată a nouă încălzitoare electrice de câte 3 Kw fiecare(9). Pompa(11) vehiculează apa cu ajutorul motorului(10).

Temperaturile apei la intrare și ieșire din modul, se măsoară cu ajutorul termometrelor T_1 și T_2 , iar debitul apei este măsurat cu indicatorul de debit(5). Gura de refulare este notată cu(7). Încercările experimentale au fost efectuate în regim termic stabilizat, la un debit de apă de 80 litri/minut. Fișa datelor primare este prezentată în anexa

Pe această instalație au fost testate toate modulele realizate figurile 3.10 , 7.3 , 7.8 și 7.13.

Coordonarea comenzilor instalației se realizează de la un panou electric (12).

6.5 INTERPRETAREA REZULTATELOR

În cadrul studiului au fost cercetate module ale schimbătoarelor de căldură avînd două, trei sau patru rînduri de țevi (tuburi) la dimensiunile și dispunerea prezentate în figura 3.10. Fiecare tip de modul a fost confecționat din țevi de alamă, iar aripioarele din cupru, aluminiu, alamă și oțel. Pentru toate modulele încercate, s-au folosit construcții comparabile, pentru determinarea unor concluzii cît mai exacte.

Toate încercările s-au efectuat pe instalația prezentată în figura 6.1

Încercările s-au înlănțuit pe mai multe etape. În prima etapă s-a urmărit în afara influenței materialului aripioarei precum și cea a numărului de rînduri de tuburi asupra comportării schimbătorului și acțiunea următorilor parametri:

- viteza aerului, raportată la secțiunea de curgere în schimbător între 4 - 9 m/s

- viteza apei în tuburilo schimbătorului; între 0,03 - 0,4 m/s.

- temperatura aerului la intrare în schimbător între (20 - 50°C)

Pentru a se putea studia influența variației unui singur parametru asupra comportării termice a schimbătorului încercat ceilalți trei parametri au fost menținuți constanți. Din considerente legate de construcția și exploatarea instalației de încercat, valoarea constantă a parametrilor s-a stabilit la:

$$W_{\text{aer}} = 6 \text{ m/s}$$

$$W_{\text{apă}} = 0,130 \text{ m/s}$$

$$t_{i \text{ aer}} = 30^{\circ}\text{C}$$

$$t_{i \text{ apă}} = 80^{\circ}\text{C}$$

6.5.1 INFLUIENȚE DE STRUCTURA

În figurile 6.2 - 6.5 sînt reprezentate grafic rezultatele obținute pentru densitatea fluxului de căldură transmis prin suprafețele modulelor încercate, funcție de cîte un parametru variabil.

Densitatea fluxului de căldură q [kw/m²] reprezintă raportul dintre căldura transmisă în unitatea de timp în schimbător și suprafața frontală a acestuia.

În diagrama din figura 6.2 este redată influența densității fluxului de căldură, funcție de viteza aerului pentru module ale schimbătoarelor de tipul A, din figura 3.10. Se constată că densitatea fluxului de căldură crește proporțional cu creșterea vitezei. Ceilalți parametri sînt menținuți constanți.

În reprezentarea grafică din figura 6.3 este redată influența densității fluxului de căldură q , funcție de viteza apei $W_{\text{apă}}$.

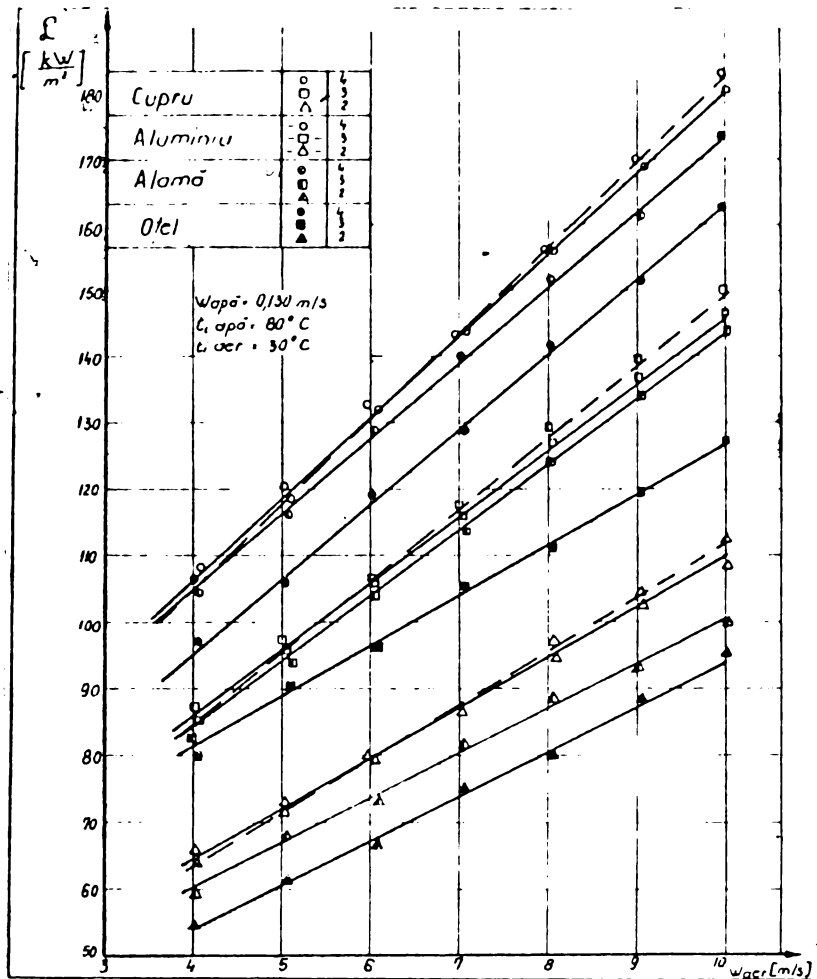


Figura 6.2 Diagrama influenței densității fluxului de căldură $q = f(w_{aer})$

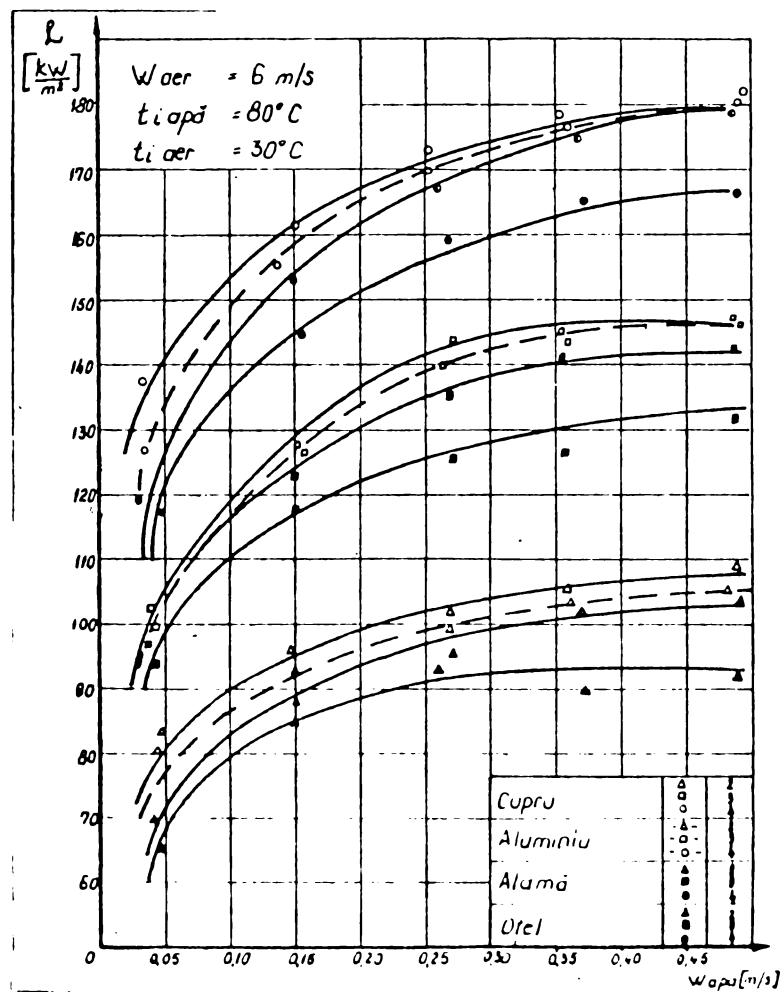


Figura 6.3. Diagrama densității fluxului de căldură $q = f(w_{ap\grave{a}})$

In diagramă se prezintă rezultatele experimentale ale moduleor de tipul A, din figura 3.10

Din analiza diagramei rezultă că viteza apei $W_{ap\grave{a}}$ influențează creșterea coeficientul densității fluxului de căldură ρ numai pînă la valori de circa 0,6m/s pentru viteze mai mari ρ rămîne aproape constant. Mai eficace sînt schimbătoarele cu 4 rînduri de tuburi.

Au fost menținute constante W_{aer} , t_i apă și t_i aer.

In figura 6.4 este reprezentată grafic influența densității fluxului de căldură funcție de temperatura de intrare a aerului t_i aer.

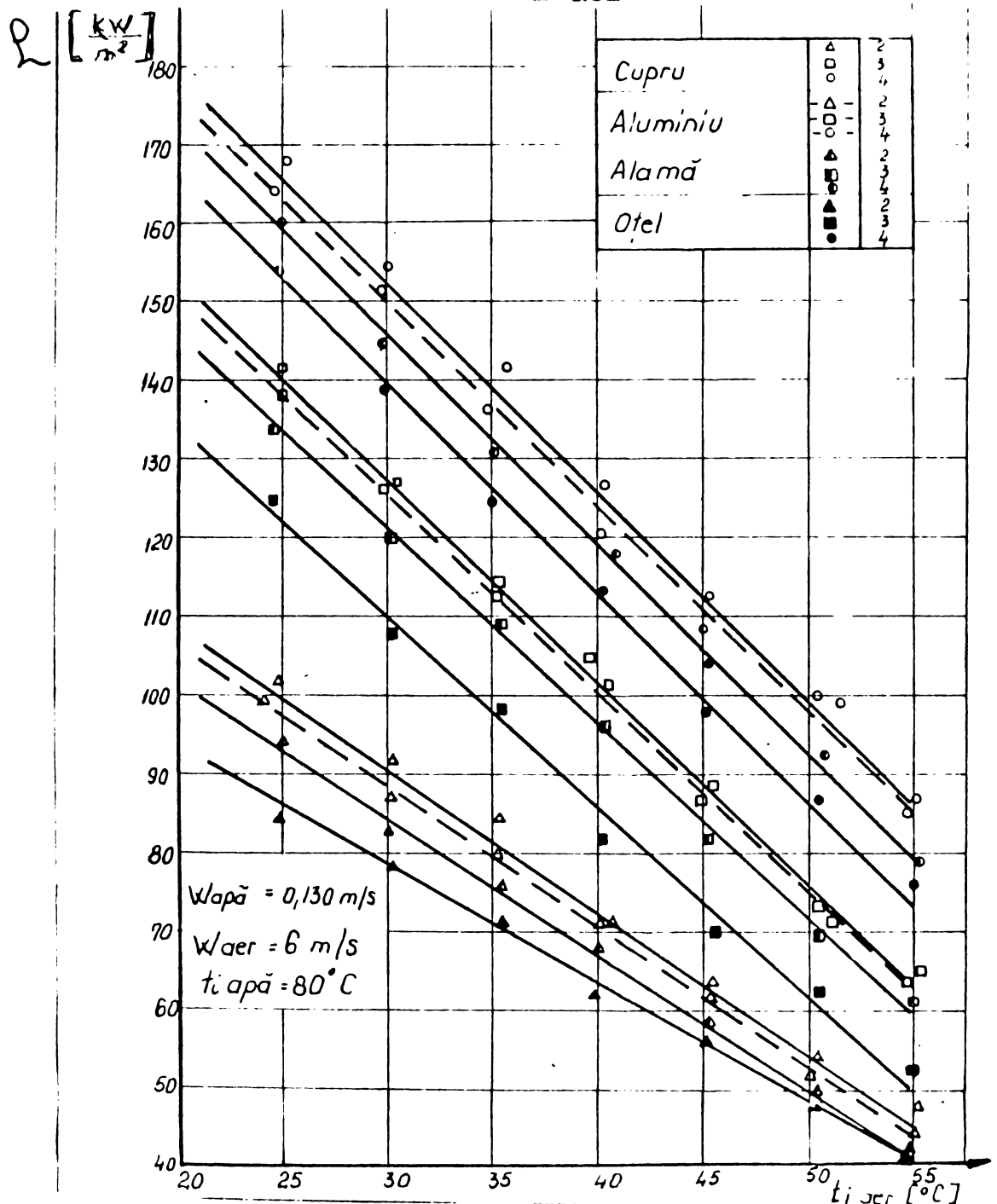


Figura 6.4 Densitatea fluxului de căldură $\rho = f(t_i \text{ aer})$

În diagramă sînt redată rezultatele experimentale ale modulelor de tipul A, din figura 3.10.

Creșterea temperaturii de intrare a aerului este liniară și invers proporțională cu densitatea fluxului de căldură ρ . Au fost menținute constante $W_{ap\grave{a}}$, W_{aer} și $t_{i\ a\grave{a}}$. Diagrama redată în figura 6.5 reprezintă variația densității fluxului de căldură ρ , funcție de temperatura de intrare a apei $t_{i\ a\grave{a}}$.

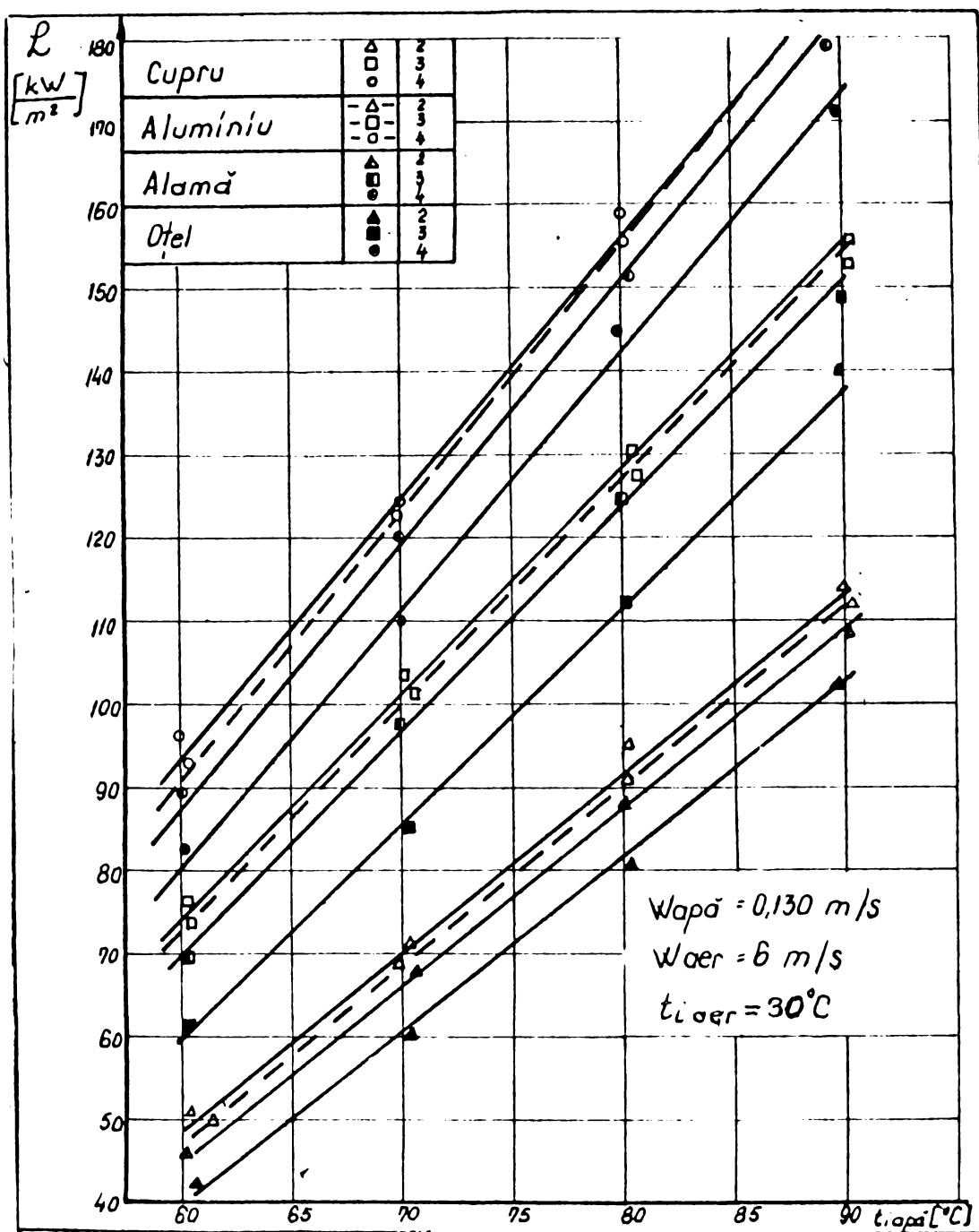


Figura 6.5 Variația densității fluxului de căldură

$$\rho = f(t_{i\ a\grave{a}})$$

și în această diagramă rezultatele experimentale reprezintă modulele de tipul A, din figura 3.10

Variația densității fluxului de căldură este liniară și invers proporțională cu temperatura de intrare a apei, $t_{i,ap}$.

Au fost menționate constante W_{ap} și W_{aer} și $t_{i,aer}$.

Analizând diagramele din figura 6.2 - 6.5 rezultă o creștere medie a densității fluxului de căldură pentru modulele de tip A, cu 37 - 43 % pentru modulele cu trei rânduri de țevi și cu 73 - 80 % pentru modulele cu patru rânduri de tuburi.

Mai rezultă o micșorare a densității fluxului de căldură datorită materialelor din care sînt realizate aripioarele de răcire comparativ cu cele din cupru, cu 1,8 % pentru cele din aluminiu; cu 3,6 % pentru cele din alama și 10 % pentru cele din oțel la aceleași construcții de tip A, din figura 3.10.

Cunoscînd densitatea fluxului de căldură transmis între cele două fluide care circulă prin schimbător, temperaturile, precum și debitele acestora, se poate trece la determinarea coeficientului de trecere a căldurii K din (6.3). raportat la suprafața de schimb de căldură de partea aerului.

Rezultatele experimentale obținute în instalația din figura 6.1 a permis ridicarea unor diagrame figurile 6.6 - 6.9 în care au fost reprezentate dependențele lui K funcție de diferiți parametri.

Influența vitezei aerului asupra coeficientului de trecere a căldurii de partea aerului, este prezentată pentru aceleași tipuri de schimbătoare A, figura 3.10

însă pentru trei rînduri de tuburi (figura 6.6), tuburile fiind din alamă, iar aripioarele conform legendei din figură; din cupru, aluminiu, alamă și oțel.

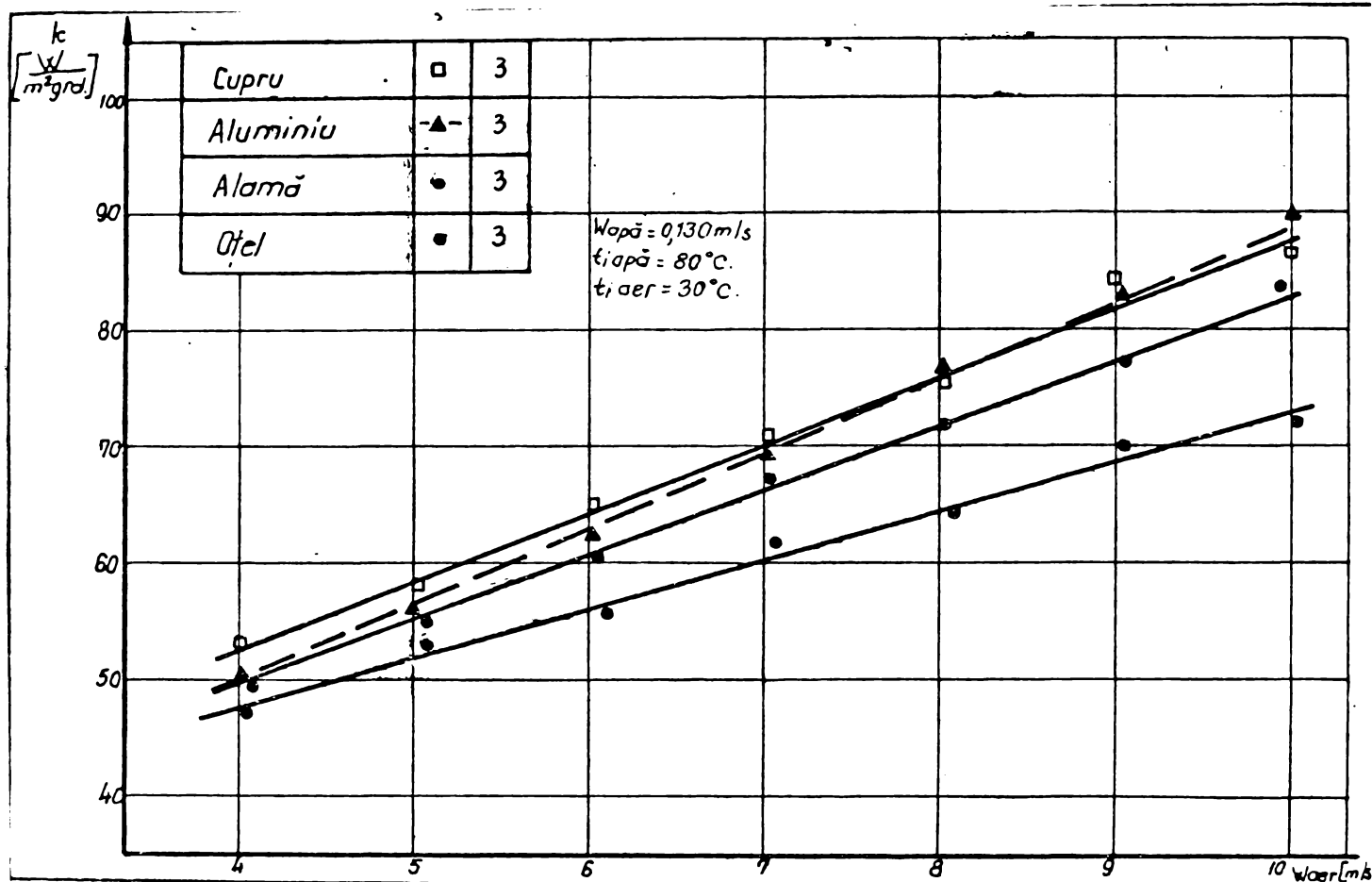


Figura 6.6 Dependența $k = f(W_{\text{aer}})$ pentru aripioare din materiale diferite.

Micșorarea procentuală medie a coeficientului de trecere a căldurii k în comparație cu aripioarele din cupru este de 3,5 %, la aripioarele din aluminiu de 5,3%, la aripioarele din alamă și de 13 % la aripioarele din oțel.

În figura 6.7 se poate urmări variația coeficientului de trecere a căldurii k de partea aerului funcție de viteza apei $W_{ap\grave{a}}$ pentru tipurile constructive a, , , figura (3.10) la module cu 3 rînduri de tuburi din alamă. Aripioarele fiind realizate din cupru, aluminiu, alamă și oțel.

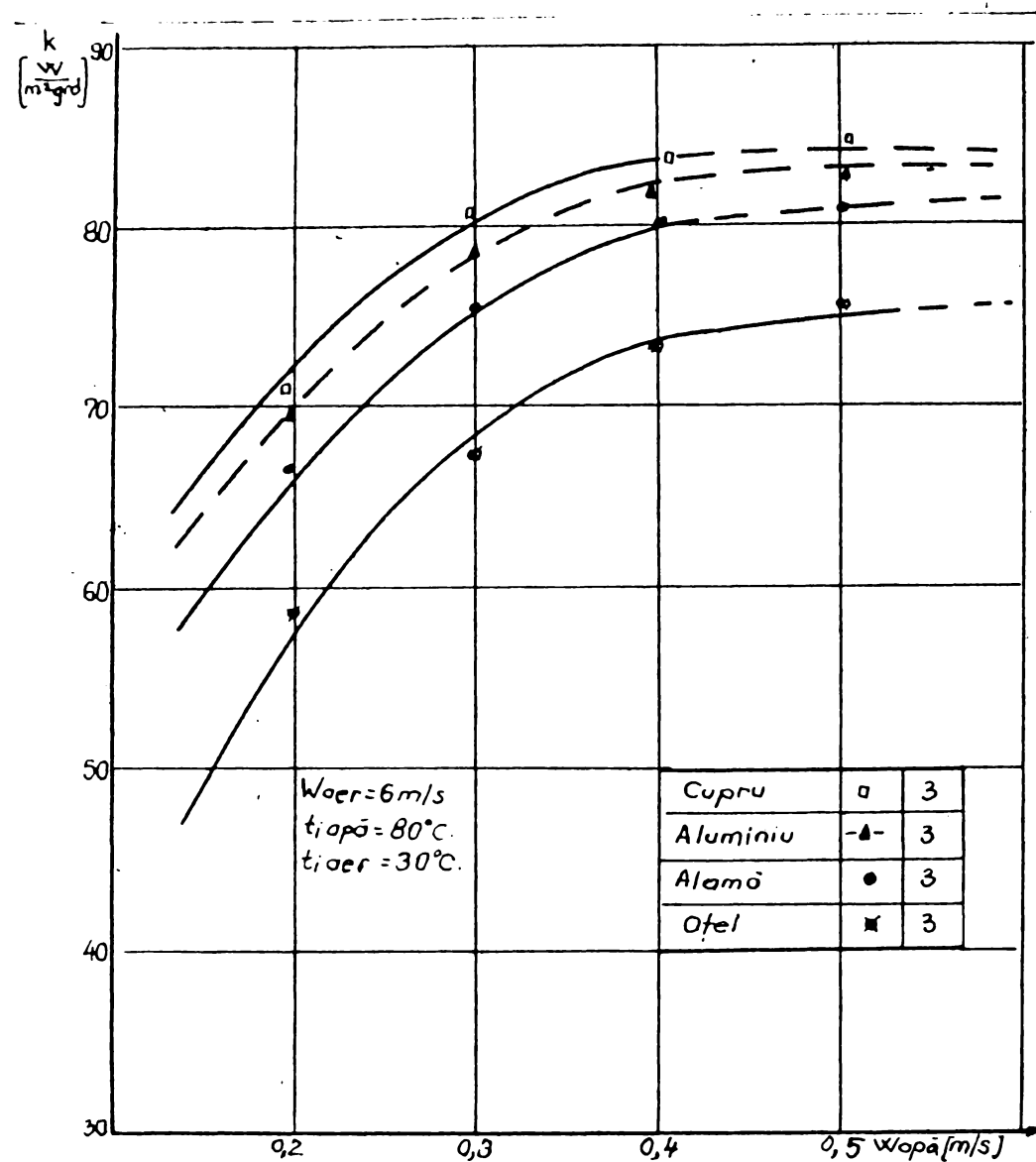


Figura 6.7 Dependența coeficientului $k = f(W_{ap\bar{a}})$

Si în această diagramă influența coeficientului de trecere a căldurii este parabolică și înregistrează o diminuare a lui k în raport cu aripioare din cupru cu: 3,6 % pentru aripioarele din aluminiu; cu 5,5 % pentru aripioarele din alamă și cu 14 % pentru cele din oțel. Se mai deduce din analiza diagramei că o mărire a vitezei apei peste 0,6 m/s, nu mai conduce la o creștere corespunzătoare a lui k .

În figura 6.8 este prezentată variația coeficientului de trecere a căldurii k de partea aerului în funcție de temperatura de intrare a aerului în schimbător, pentru tipurile constructive A, figura (3.10) la mo-

dule cu 3 rînduri de tuburi din alamă. Aripioarele sînt realizate din cupru, aluminiu, alamă și oțel.

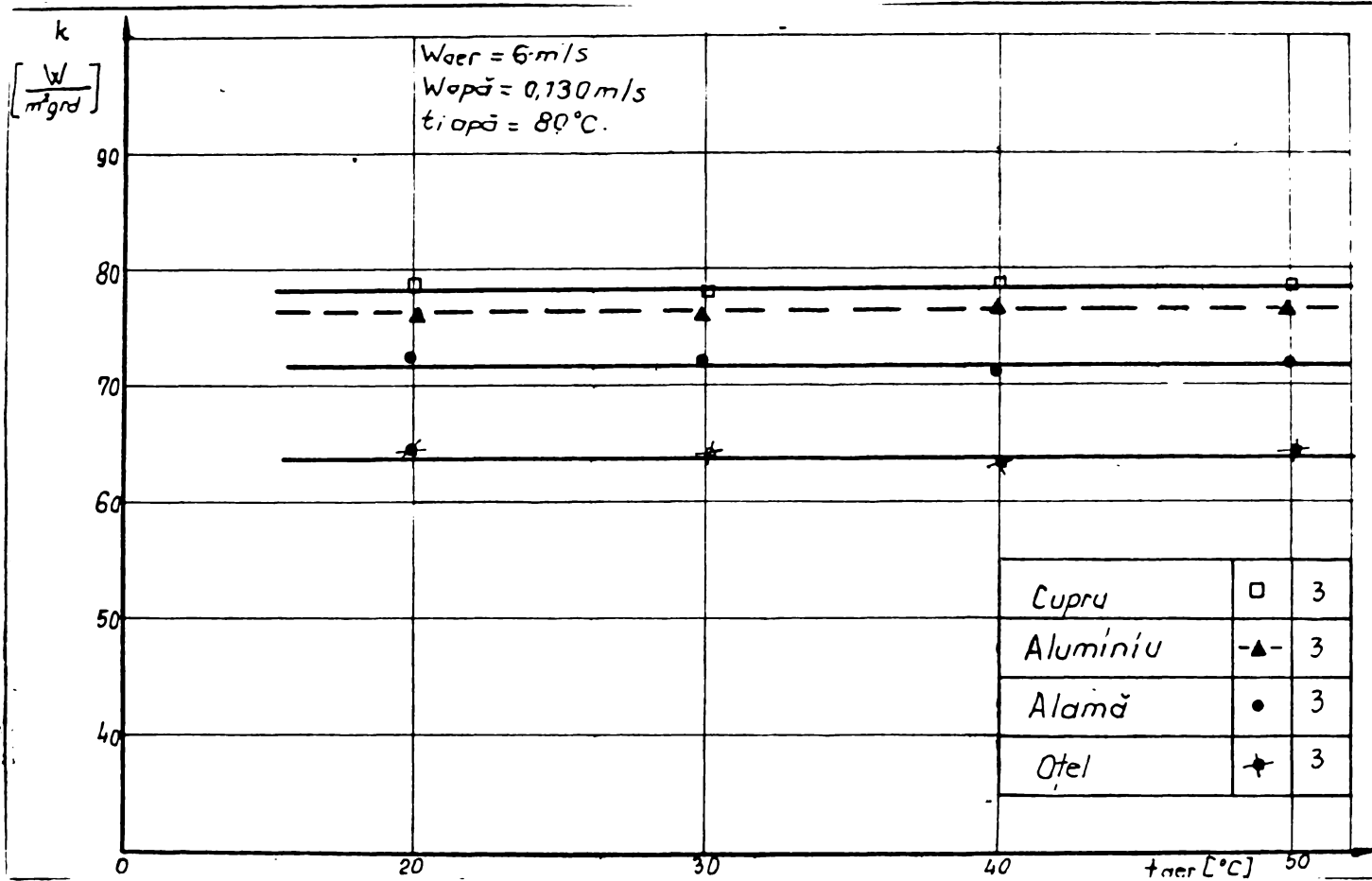


Figura 6.8 Dependența coeficientului $k = f(t_{iaer})$.

Din analiza diagramei de mai sus rezultă că influența temperaturii de intrare a aerului este practic neglijabilă, k rămînînd constant.

În figura 6.9 se reprezintă grafic variația coeficientului de trecere a căldurii k de partea aerului în funcție de temperatura apei $t_{i\text{apă}}$ pentru modulele de construcție A, din figura 3.10 cu 3 rînduri de tuburi din alamă și aripioare profilate din cupru, aluminiu, alamă și oțel.

Din studiul diagramei rezultă o variație liniară a coeficientului de trecere a căldurii k , iar creșterea medie a lui k pentru creșterea temperaturii apei cu 1°C este în jur de 0,6 %.

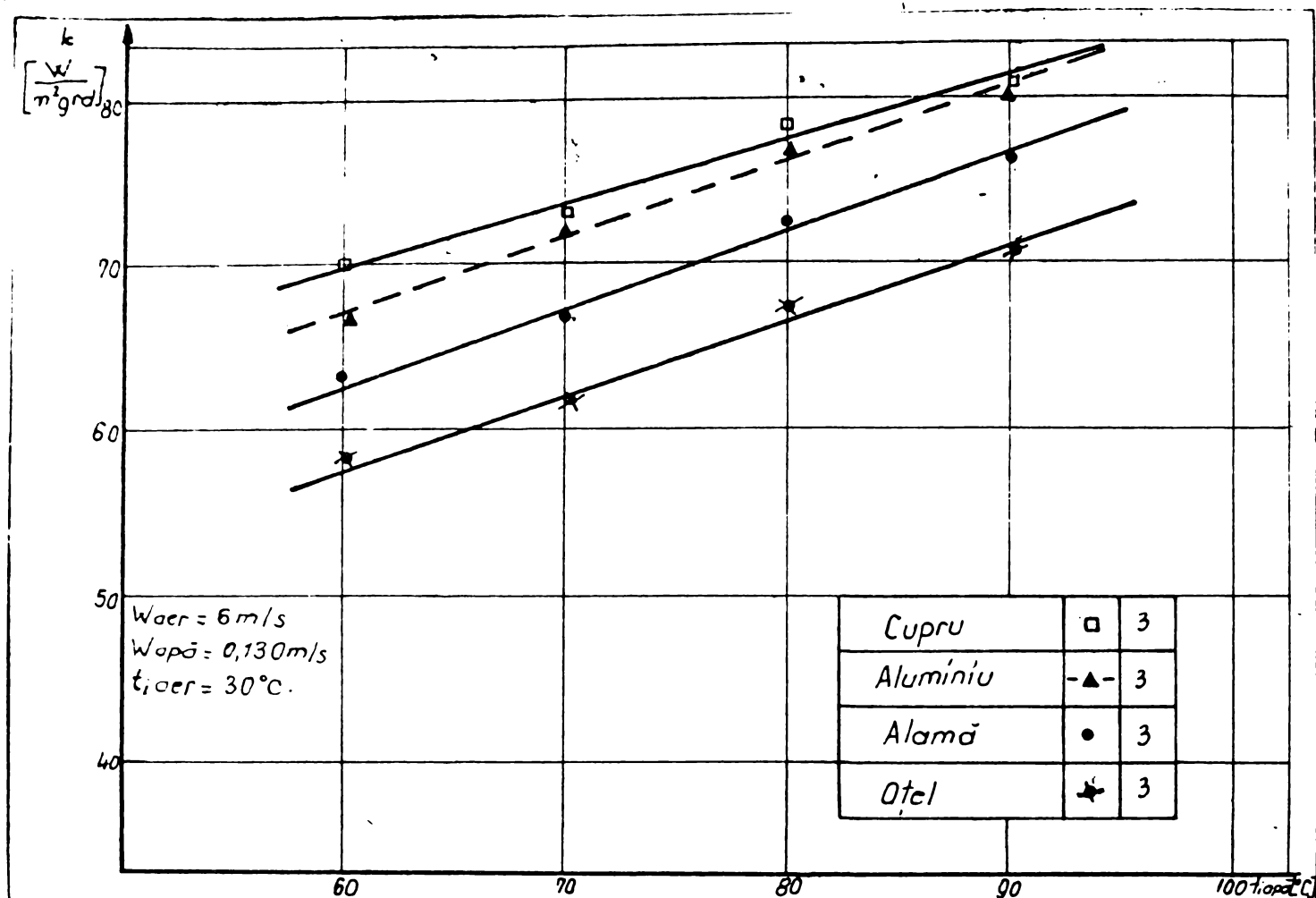


Figura 6.9 Dependența coeficientului $k = f(t_1 \text{ apă})$

Pentru a acoperi și celelalte tipuri constructive descrise în figura (3.10) autorul a realizat și testat doar în ce privește valoarea coeficientului de trecere a căldurii k funcție de viteza aerului, toate construcțiile descrise.

Modulele au fost realizate din tuburi de alamă, iar aripioarele din cupru, 3 rânduri de tuburi și un pas al aripioarelor de 3 mm, restul parametrilor menținându-se constanți.

În afara faptului că se confirmă diagramele anterioare, reprezentarea grafică realizată în figura 6.10 asigură obținerea unei clasificări ale construcțiilor testate. Era și firesc ca modulele a căror aripioare erau ondulate sau de geometrii complexe să asigure un coeficient de transfer mai bun, diferențele fiind

uneori apreciabile.

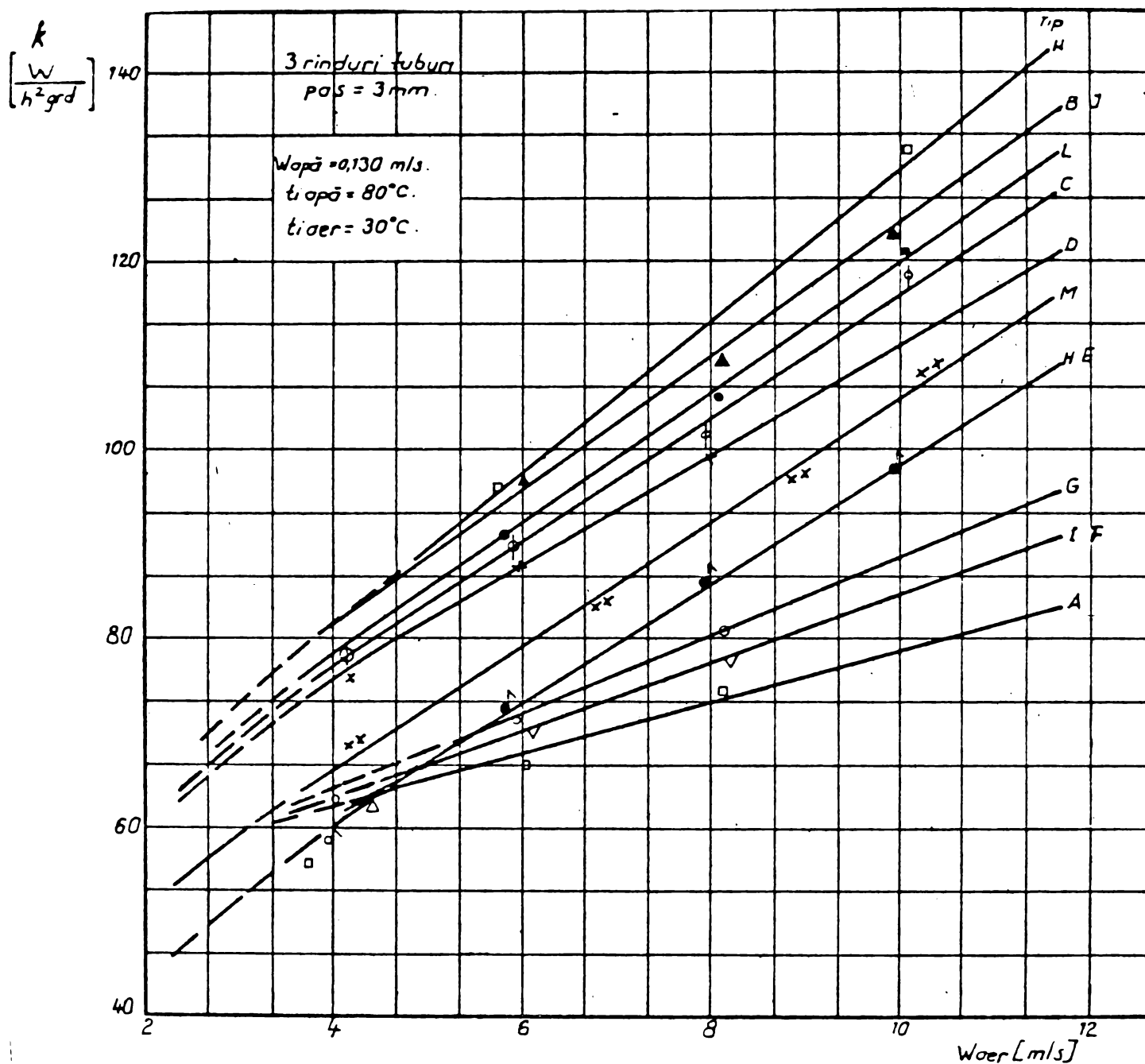


Figura 6.10 Variația dependenței $k = f(W_{aer})$ pentru construcțiile din figura (3.10).

Această diagramă a materializat ideea că obținerea unei construcții optime trebuie căutată în zona construcțiilor din partea superioară a diagramei sau modificarea unor construcții existente în cursul sporirii coeficientului de schimb de căldură.

Dintr-o primă concluzie asupra diagramelor ridicate pînă în prezent rezultă că influența materialului din care sînt realizate aripioarele este importantă, proporțiile fiind arătate pe fiecare caz prezentat.

Mai rezultă că prin majorarea numărului de rînduri de tuburi, densitatea fluxului de căldură transmis se mărește.

In raport cu un schimbător de căldură cu două rînduri de tuburi, densitatea fluxului de căldură crește cu 41 % pentru aceeași construcție de schimbător dar cu 3 rînduri de tuburi și cu 76 % față de unul cu patru rînduri de tuburi. Mai rezultă că densitatea fluxului de căldură crește într-o proporție mai mică decît suprafața de schimb de căldură, ceea ce conduce în final la o limită de sporire a numărului de rînduri de tuburi, respectiv a adîncimii corpului de răcire, care depășită devine neeconomică pentru un sport neînsemnat a lui ρ .

6.5.2 INFLUENTE CONSTRUCTIVE

Modul de dispunere a țevilor (tuburilor) precum și pasul dintre aripioare, au o influență hotărîtoare atît în mecanismul schimbului de căldură cît și în economia de metal. In cadrul studiului efectuat, autorul a căutat să obțină pasul maxim optim ceia ce permite realizarea unor economii între 8 - 10 % de metal neferos (cupru sau alamă), funcție de construcția realizată.

In figura 6.11 este ridicată diagrama influenței densității fluxului de căldură transmisă în funcție de temperatura aerului pentru schimbătoarele de căldură de tipul A, din figura (3.10) pentru așezarea în coridor și de tipul H, din figura 3.10 pentru așezarea în așichier, la un pas al aripioarelor de 2, 3, 4 mm.

Lipiturile au fost realizate utilizînd procedeul termodecapant.

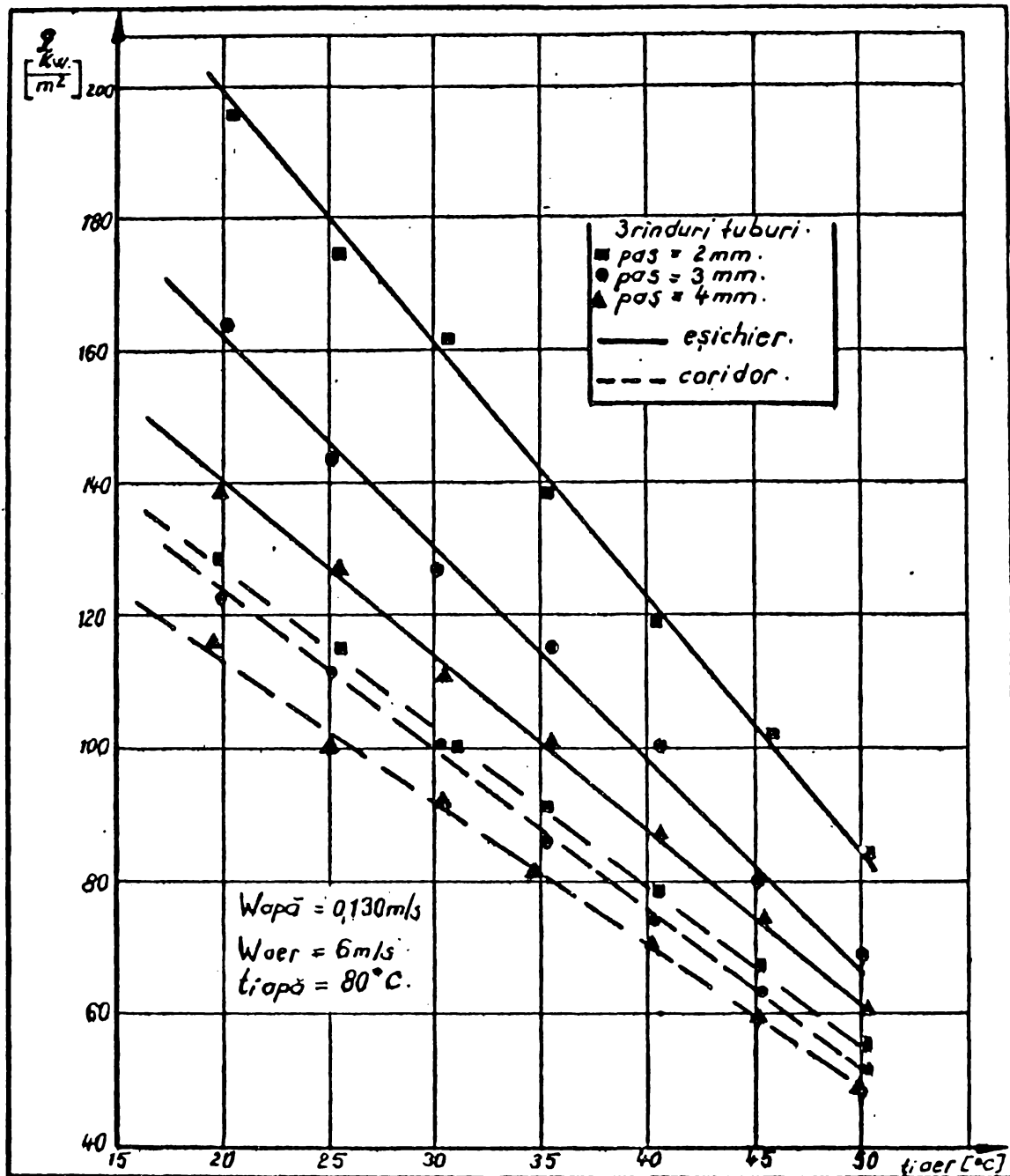


Figura 6.11 Diagrama dependenței $q = f(t_{i,aer})$

Din analiza diagramei rezultă dependența liniară a densității fluxului de căldură q , care scade cu 1,8 - 2 %, pentru creșterea temperaturii aerului la intrare cu un grad, ceilalți parametri menținuți constanți. Aceiași scădere se constată și pentru micșorarea temperaturii apei la intrare cu un grad, ceilalți parametri fiind constanți. Micșorarea diferenței dintre temperatura apei și a aerului la intrare în schimbător cu un grad, în domeniul 30 - 80°C, conduce prin urmare la o scădere a căldurii transmise cu circa 2 %.

În diagrama din figura 6.12 este prezentată variația densității fluxului de căldură transmisă, în funcție

de viteza apei pentru schimbătoarele cu trei rînduri de tuburi.

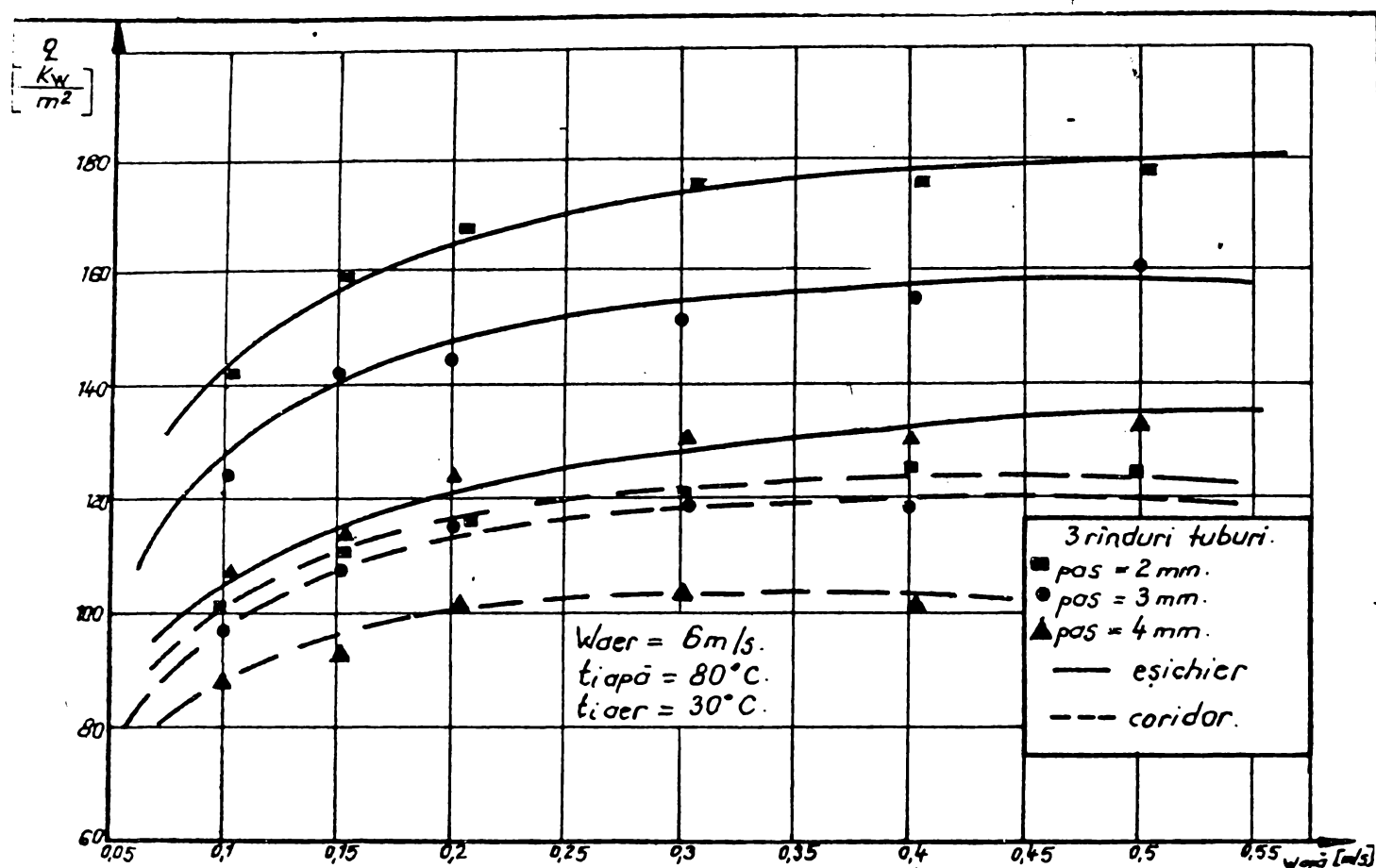


Figura 6.12 Diagrama dependenței $q = f(W \text{ apă})$

Pentru așezarea în coridor s-au testat construcțiile A,G, din figura 3.10 și construcțiile H, din figura 3.10 pentru cele în eșichier; la un pas al aripioarelor de 2,3, 4 mm.

Din figura 6.12 rezultă că densitatea fluxului de căldură transmis crește și prin mărirea vitezei apei în tuburi, curba are o tendință asimptotică din care rezultă că o majorare a vitezei apei peste 0,6 m/s nu are sens întrucît la această valoare se atinge stabilizare termică.

Pentru schimbătoarele cu patru și cu două rînduri de tuburi s-au obținut diagrame întru totul asemănătoare celor reprezentate în diagramele din figurile 6.11 și 6.12, valabile pentru trei rînduri de tuburi. Variația lui q pentru parametrii funcționali amintiți este în acest caz de asemenea foarte apropiată de valorile date

mai sus pentru schimbătoare cu trei rînduri.

În vederea urmării influenței parametrilor constructivi asupra densității fluxului de căldură, s-a reprezentat în diagrama din figura 6.13, densitatea fluxului de căldură, pentru regimul normal de funcționare, în funcție de numărul de rînduri de tuburi, dispuse în așchier sau coridor pentru diferite pasuri ale aripioarelor.

Punctele figurate reprezintă media aritmetică a patru încercări.

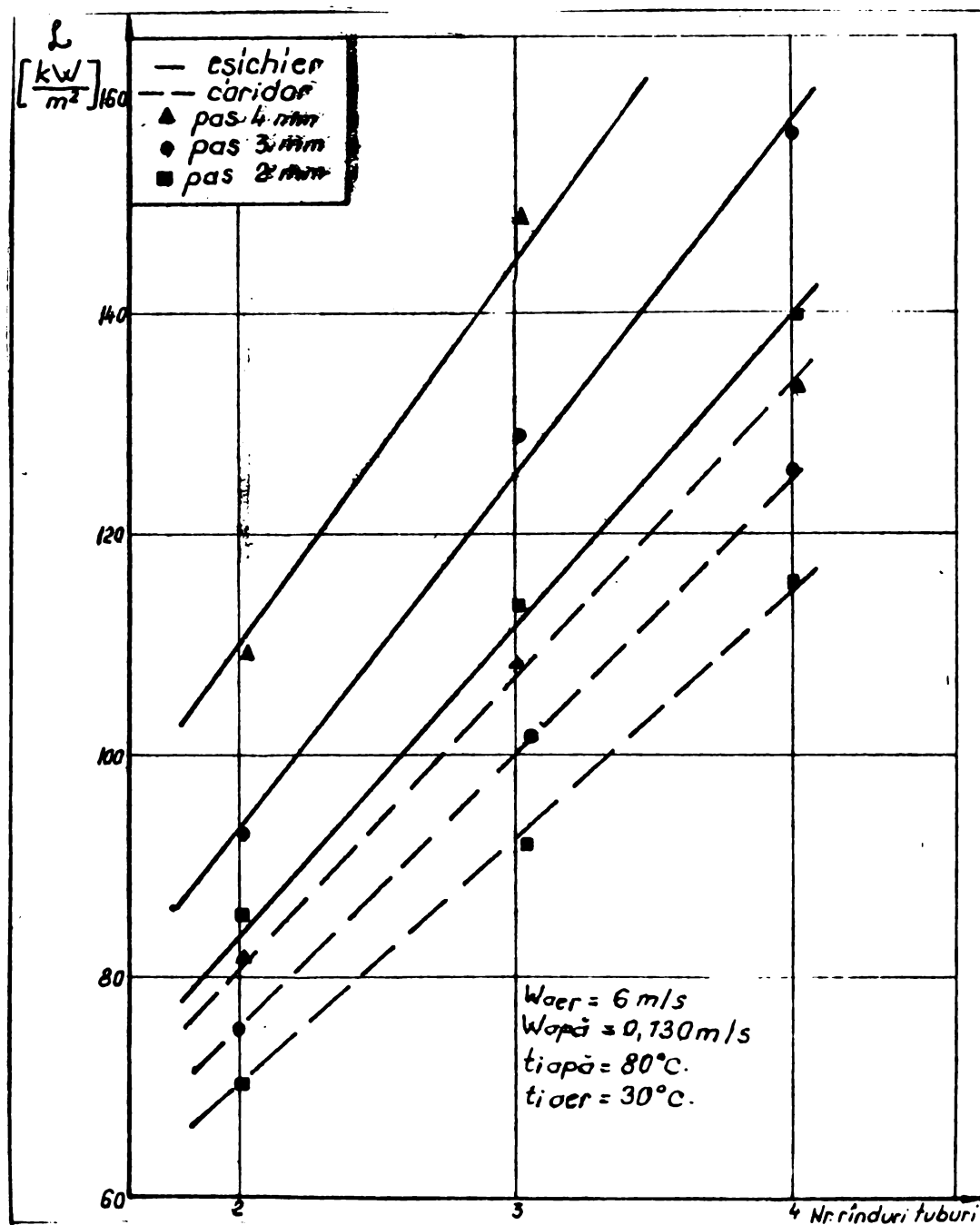


Figura 6.13 Variația dependenței $q = f(\text{Numărul rîndurilor de tuburi})$.

Au fost luate în considerare construcțiile

A, , din figura 3.10 pentru dispunerea tuburilor în coridor și H, din figura 3.10 pentru dispunerea tuburilor în eșichier pentru un pas de 2,3 și 4 mm.

Cu privire la dispoziția țevilor în eșichier sau coridor, se observă, că din punct de vedere al transmiterii căldurii, dispoziția în eșichier este net superioară. Pentru regimul normal de funcționare, densitatea fluxului de căldură în cazul dispunerii țevilor în coridor, este ca circa 16,5 % mai mică, decât în cazul dispunerii în eșichier, la un pas dintre aripioare de 4 mm, și mai mic cu 20,5 % pentru un pas dintre aripioare de 3 mm.

Densitatea fluxului de căldură transmis, este simțitor influențată de mărimea pasului aripioarelor. Pentru dispunerea tuburilor în eșichier, prin micșorarea pasului de la 4 mm la 3 mm, această mărime crește cu circa 12 %, iar în cazul micșorării pasului la 2 mm, ρ crește cu circa 32 % comparativ cu pasul de 4 mm. Pentru dispunerea tuburilor în coridor, micșorarea pasului dintre aripioare de la 4 la 3 mm, duce la o creștere a lui ρ de 6,5 %, iar pentru o micșorare a pasului la 2 mm creșterea este de 16 % în raport cu pasul de 4 mm.

Influența dispunerii țevilor și a pasului dintre aripioare asupra densității fluxului de căldură este același pentru schimbătoarele cu două, trei sau patru rânduri de tuburi.

Prin majorarea numărului de rânduri de tuburi de la doi la trei, densitatea fluxului de căldură crește cu circa 38 % iar în cazul creșterii numărului de rânduri de la 2 la 4 ρ se majorează cu circa 70 %. Creșterea densității fluxului de căldură transmis care se obține

prin micșorarea pasului aripioarelor sau prin majorarea numărului de rînduri de tuburi, se datorește măririi suprafeței de schimb de căldură. Creșterea procentuală a lui ϱ este însă mai mică decît creșterea procentuală a suprafeței de schimb de căldură. Unei creșteri a suprafeței de încălzire de exemplu cu 100 % prin dublarea numărului de rînduri de tuburi, corespunde o creștere a lui ϱ de numai 70 %.

După cum rezultă din diagrama prezentată în figura 6.14 , în care s-a reprezentat fluxul de căldură raportat la suprafața de încălzire de partea aerului ϱ' pentru regim normal de funcționare, în funcție de numărul rîndurilor de

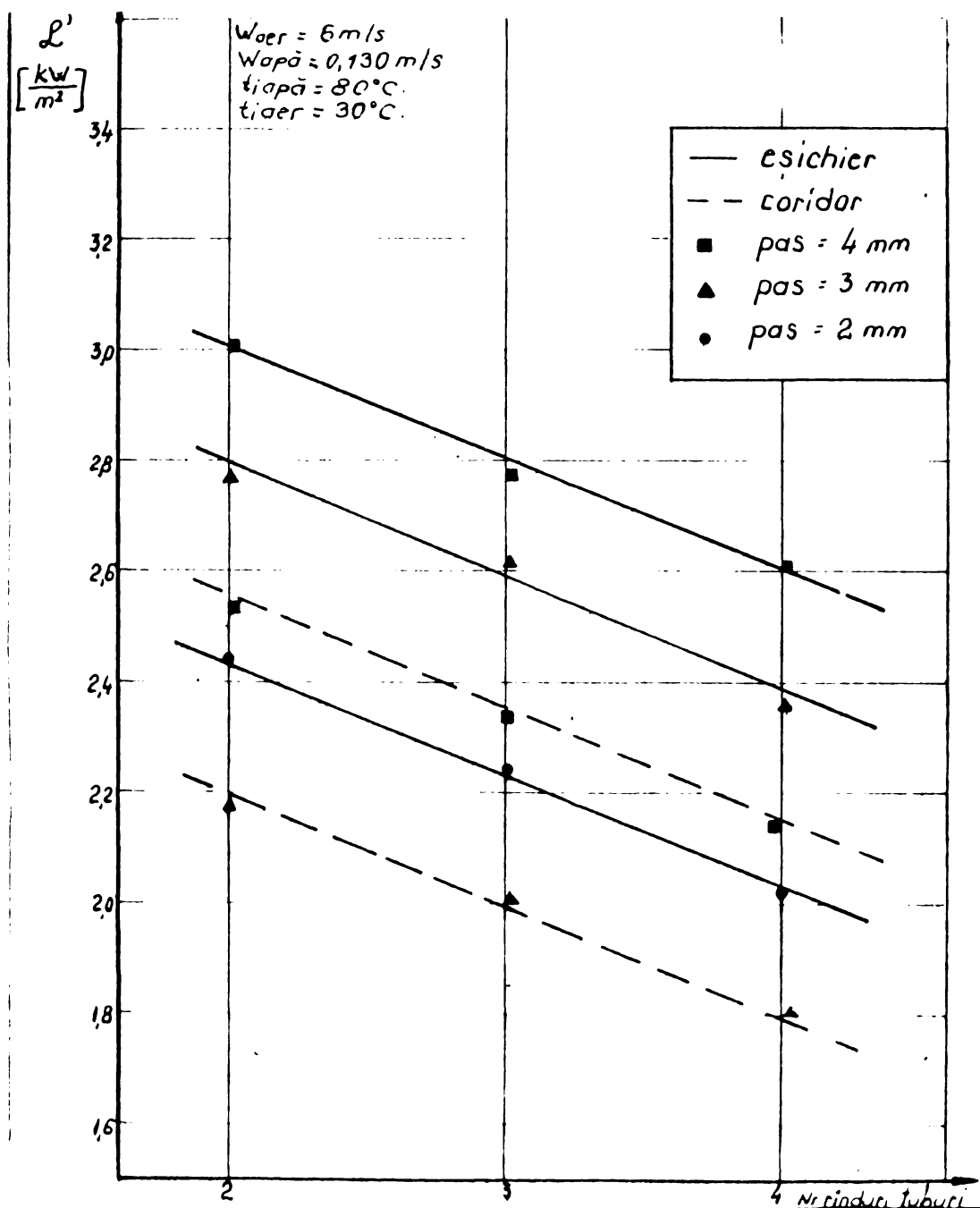


Figura 6.14 Variația dependenței $\varrho' = f(\text{Numărul de tuburi})$

tuburi pentru modulele de tipul A,G,H,I din figura 3.10, înbinat prin procedeul termodecapant. Căldura transmisă pe 1 m^2 de suprafață nervurată se micșorează prin micșorarea pasului aripioarelor și prin creșterea numărului de rânduri de tuburi. Prin urmare din punct de vedere al economiei de material, un pas mai mare este mai avantajos decât un pas mai mic al aripioarei; aceeași concluzie este valabilă pentru un număr de rânduri de tuburi mai mic în comparație cu un număr mai mare. Din analiza diagramei 6.14 rezultă deasemenea că pe măsura creșterii pasului aripioarelor, creșterea procentuală a lui ξ se micșorează, ceea ce poate justifica utilizarea mai frecventă a pasului în jur de 4 mm. Intrucât un pas mai mare numai conduce la economii însemnate de material, mărind în schimb volumul schimbătorului.

Dintre două schimbătoare de căldură, având același număr de tuburi, aceeași dispunere a tuburilor și aceeași suprafață de încălzire, cel care are pasul aripioarelor mai mare, transmite mai multă căldură și are totodată o rezistență hidraulică mai mică; prezintă însă dezavantajul că ocupă un volum mai mare.

Din această cauză constructorul este uneori nevoit când se impune gabaritul schimbătorului, să adopte un pas al aripioarelor de 3 sau chiar 2 mm, cu toate că nu este soluția cea mai economică.

În baza datelor experimentale obținute și a fluxului de căldură, s-a determinat pentru cele 430 regimuri de funcționare cercetate, coeficientul de trecere a căldurii k . Pentru calcule s-au utilizat relațiile (6.4),

(6.5) și (6.6) împreună cu relațiile criteriale deduse de autor pentru toate modulele experimentate din figura 3.10.

În diagrama din figura 6.15 este trasată variația coeficientului de trecere a căldurii k pentru modulele de construcție A, S, H, din figura 3.10 îmbinate prin procedoul termodecapant. Aripioarele fiind din Aluminiu.

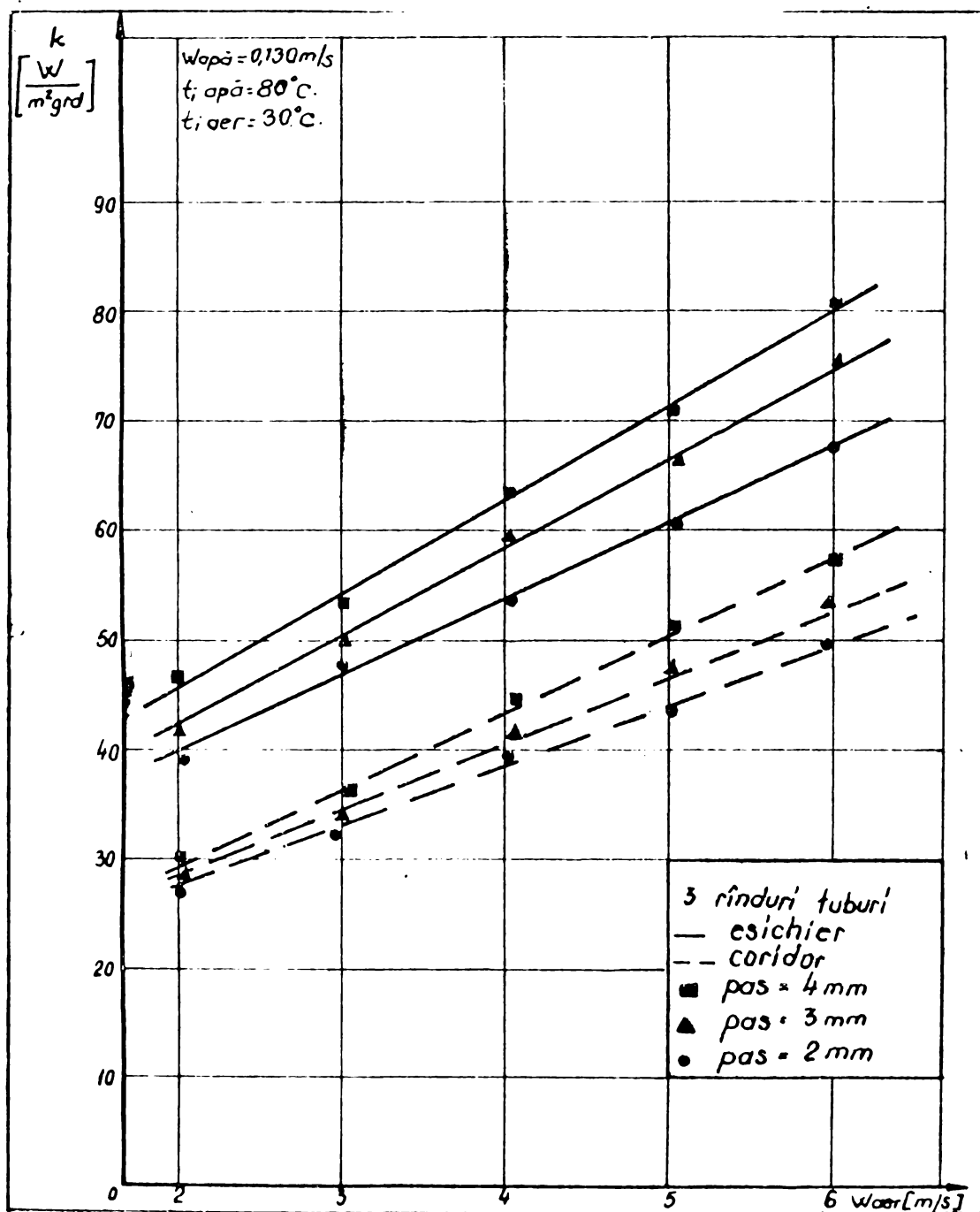


Figura 6.15 Variația dependenței $k = f(W_{\text{aer}})$

Din analiza rezultatelor obținute s-a constatat că cea mai puternică influență asupra lui k o are viteza aerului.

În figura 6.15 se poate urmări variația lui k

în funcție de W_{aer} pentru schimbătoarele cu trei rânduri de tuburi, dispuse în eșichier sau coridor, cu pasul aripioarelor de 2,3 și 4 mm. În figura 6.15 se poate urmări și influența unor factori constructivi asupra valorii coeficientului de trecere a căldurii. Dispunerea tuburilor în eșichier conduce la o creștere a lui k cu circa 40-50% față de dispunerea în coridor. Se observă de asemenea că valorile lui k scad pe măsură ce se mărește pasul aripioarelor; creșterea relativă a lui k este mai mare pentru un pas mic și scade pe măsura creșterii acestuia.

6.6 GENERALIZAREA REZULTATELOR EXPERIMENTALE

Pentru generalizarea rezultatelor obținute s-a calculat coeficientul de transmitere a căldurii prin convecție de partea suprafeței nervurate α_1 calculată cu relația (6.6) și s-au redat aceste valori sub formă de ecuații criteriale. S-a plecat de la ecuația cunoscută (6.4). Criteriile de similitudine determinante s-au calculat pentru schimbul de căldură prin convecție având la bază formulele din subcapitolul 4.5.

$$Nu = \frac{\alpha d_e}{\lambda} ; Re = \frac{w q d_e}{\eta} ; Pr = \frac{\eta c_p}{\lambda}$$

Proprietățile fluidului λ , q , η , c_p s-au introdus pentru temperatura medie aritmetică a aerului în schimbător, w reprezintă viteza medie a aerului în secțiunea minimă de curgere.

Ca ecuație criterială s-a admis relația exponențială (4.32)

$$Nu = c Re^m \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$$

Diagrama din figura 6.16 prezintă dependența criterială $nu \cdot Pr^{\frac{1}{3}} = f(Re)$ pentru schimbătoare de căldură din aluminiu cu două rânduri de tuburi de tipul

A, H, din figura 3.10 îmbinate prin procedeul termodecapant

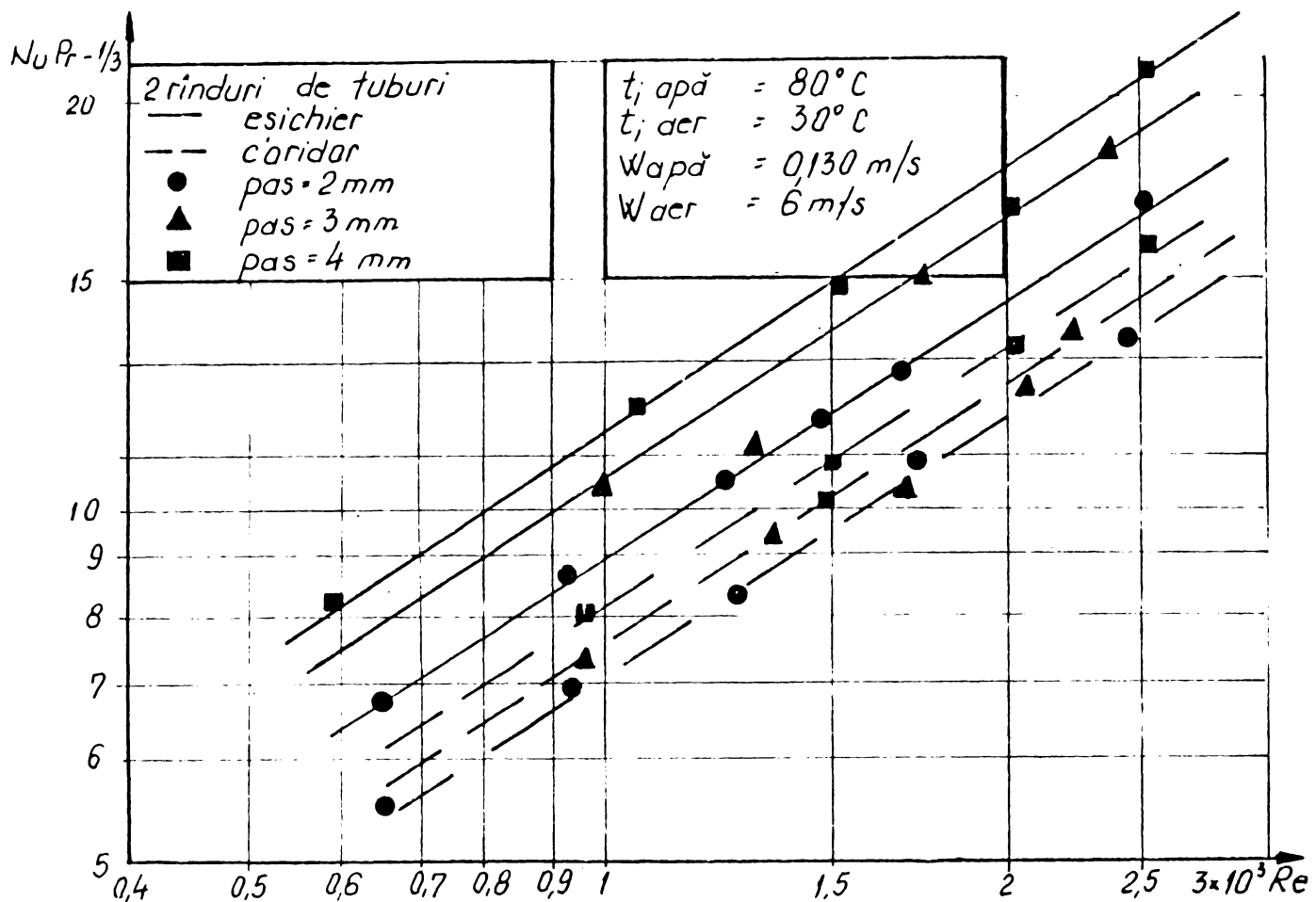


Figura 6.16 Variația dependenței criteriale $\text{Nu.Pr}^{-\frac{1}{3}} = f(\text{Re})$ pentru schimbătoare cu două rânduri de tuburi.

Deoarece experiențele au fost efectuate numai cu aer, valoarea cifrei Prandtl e rămas constantă ($\text{Pr} = 0,7$) mărimea exponentului de $1/3$ s-a considerat cunoscut, fiind determinată de diferiți cercetători. [85]

Rezultatele sînt reprezentate grafic în diagramele din figurile 6.16, 6.17 și 6.18 în coordonate dublu logaritmice sub forma:

$$\log \left(\text{Nu.Pr}^{-\frac{1}{3}} \right) = f(\log \text{Re}) \quad (6.19)$$

Diagrama din figura 6.17 prezintă dependența criterială $\text{Nu.Pr}^{-\frac{1}{3}} = f(\text{Re})$ pentru schimbătoare de căldură din aluminiu cu trei rânduri de tuburi de tipul A, H, din figura 3.10 îmbinate prin procedeul termodecapant.

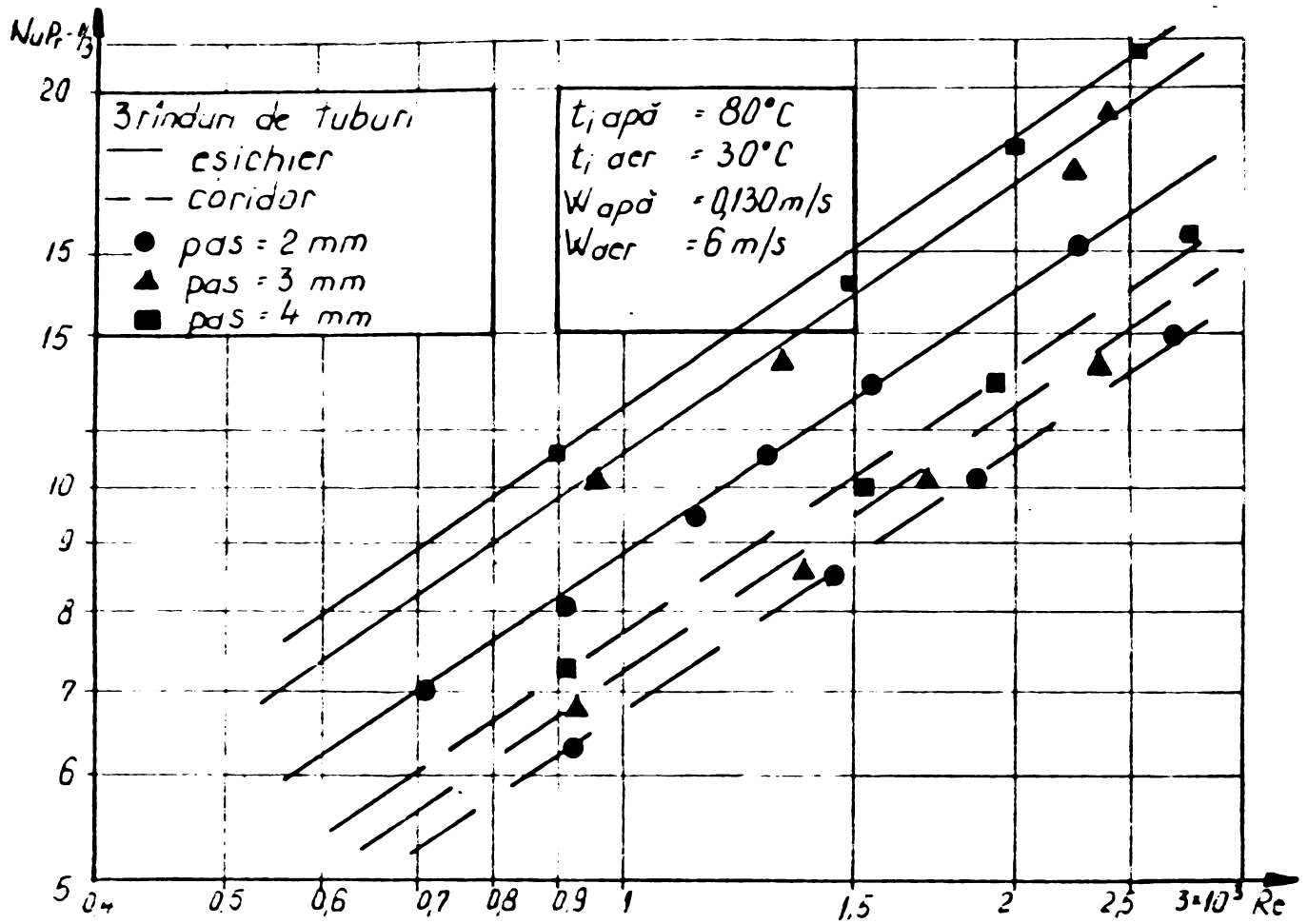


Figura 6.17 Variația dependenței criteriale $Nu.Pr^{-1/3} = f(Re)$ pentru schimbătoare cu trei rânduri de tuburi.

În diagrama din figura 6.18 este prezentată dependența criterială $Nu.Pr^{-1/3} = f(Re)$ pentru patru rânduri de tuburi pentru construcțiile de tipul A., H., din figura 3.10 îmbinate prin procedeul termodecapant.

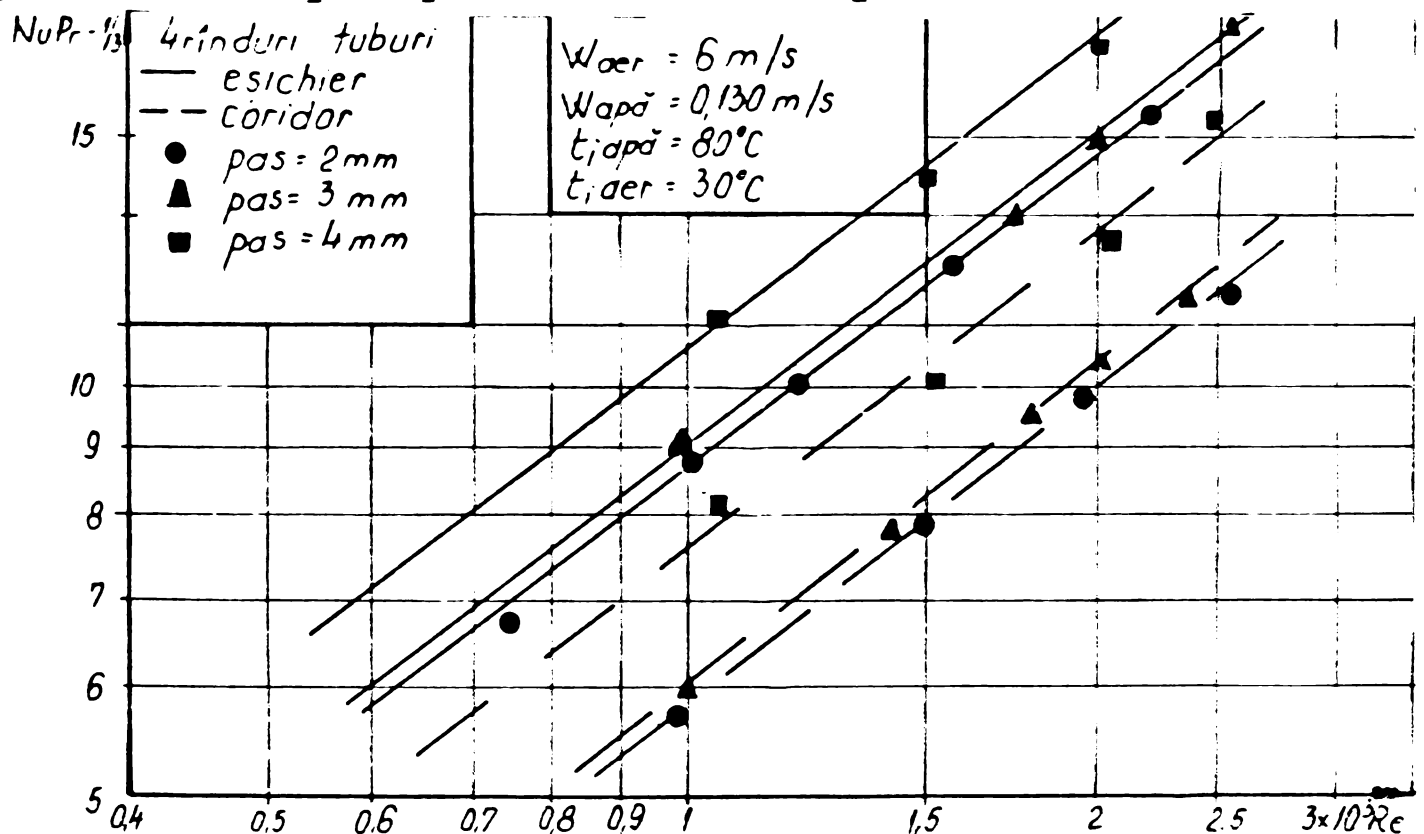


Figura 6.18 Variația dependenței criteriale $Nu.Pr^{-1/3} = f(Re)$ pentru schimbătoare cu patru rânduri de tuburi

Această reprezentare a permis determinarea constantei C și a exponentului m din relația (6.20) iar rezultatele au fost trecute în tabela 6.1

Valorile coeficientului c și a exponentului m Tabela 6.1

Pasul aripioarelor și dispunerea tuburilor	Numărul rîndurilor					
	4		3		2	
	c	m	c	m	c	m
p=4 mm eşichier	0,0606	0,750	0,150	0,625	0,125	0,652
p=3 mm eşichier	0,0453	0,767	0,132	0,633	0,100	0,670
p=2 mm eşichier	0,433	0,762	0,099	0,651	0,096	0,653
p=4 mm coridor	0,0390	0,767	0,077	0,665	0,096	0,653
p=3 mm coridor	0,0281	0,778	0,076	0,656	0,087	0,646
p=2 mm coridor	0,0260	0,780	0,073	0,641	0,081	0,638

Ecuațiile criteriale de tipul (6.20) care se pot scrie de acum pentru fiecare tip de schimbător cercetat sînt valabile în domeniul $600 < Re < 3000$.

Comparînd rezultatele găsite cu relația recomandată de Brauer [105] pentru fascicule de tuburi plate și ovale:

$$Nu = 0,236 Re^{0,62} Pr^{-\frac{1}{2}} \quad (6.20)$$

se constată că în cazul dispunerii de nervuri continue pe un fascicul de țevi, exponentul m crește, iar constanta C se reduce simțitor rezultînd o micșorare apreciabilă a lui α .

În lucrarea lui Kays și London [1] unde se studiază între altele și un schimbător de căldură similar celor cercetate de autor., rezultatele sînt reprezentate sub forma unei ecuații criteriale:

$$St.Pr^{\frac{2}{3}} = f(Re) \quad (6.21)$$

În vederea comparării rezultatelor proprii cu cele obținute de Kays, s-a reprezentat în figura 6.19 relația criterială (6.23) pentru schimbătoarele cercetate cu trei rînduri de tuburi.

Din analiza diagramei se observă că valorile, sînt comparabile cu ale lui Kays, valabile pentru un schimbător si-

milar celor studiate de autor cu pasul aripioarelor de 2,8mm
dispunerea tuburilor fiind în eşichier.

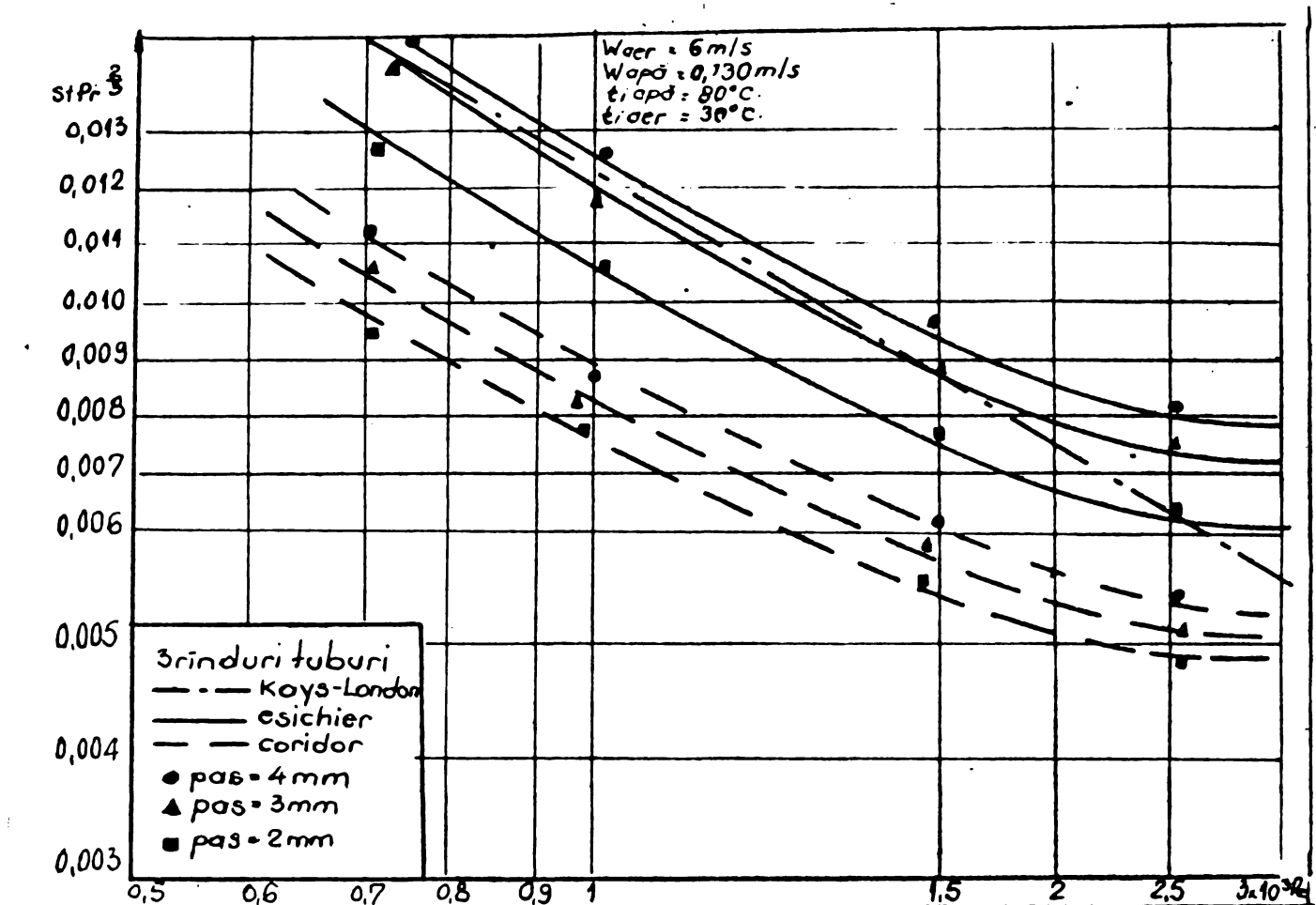


Figura 6.19 Reprezentarea grafică a ecuației criteriale
 $St.Pr^{2/3} = f(Re)$

Pentru reprezentarea adimensională a pierderilor de presiune măsurate Δp s-a folosit coeficientul de rezistență dat de relația (6.17).

Rezultatele obținute sînt redată în diagramele din figura 6.20 pentru schimbătoare cu 2 rînduri de tuburi de tipul A, H, din figura 3.10 realizate prin procedeul termodecapant.

Prezentarea s-a făcut în funcție de cifra Reynolds.

În diagrama din figura 6.21 este reprezentat coeficientul de rezistență pentru schimbătoarele cu trei rînduri de tuburi de tipul A, H, din figura 3.10 realizate prin procedeul termodecapant.

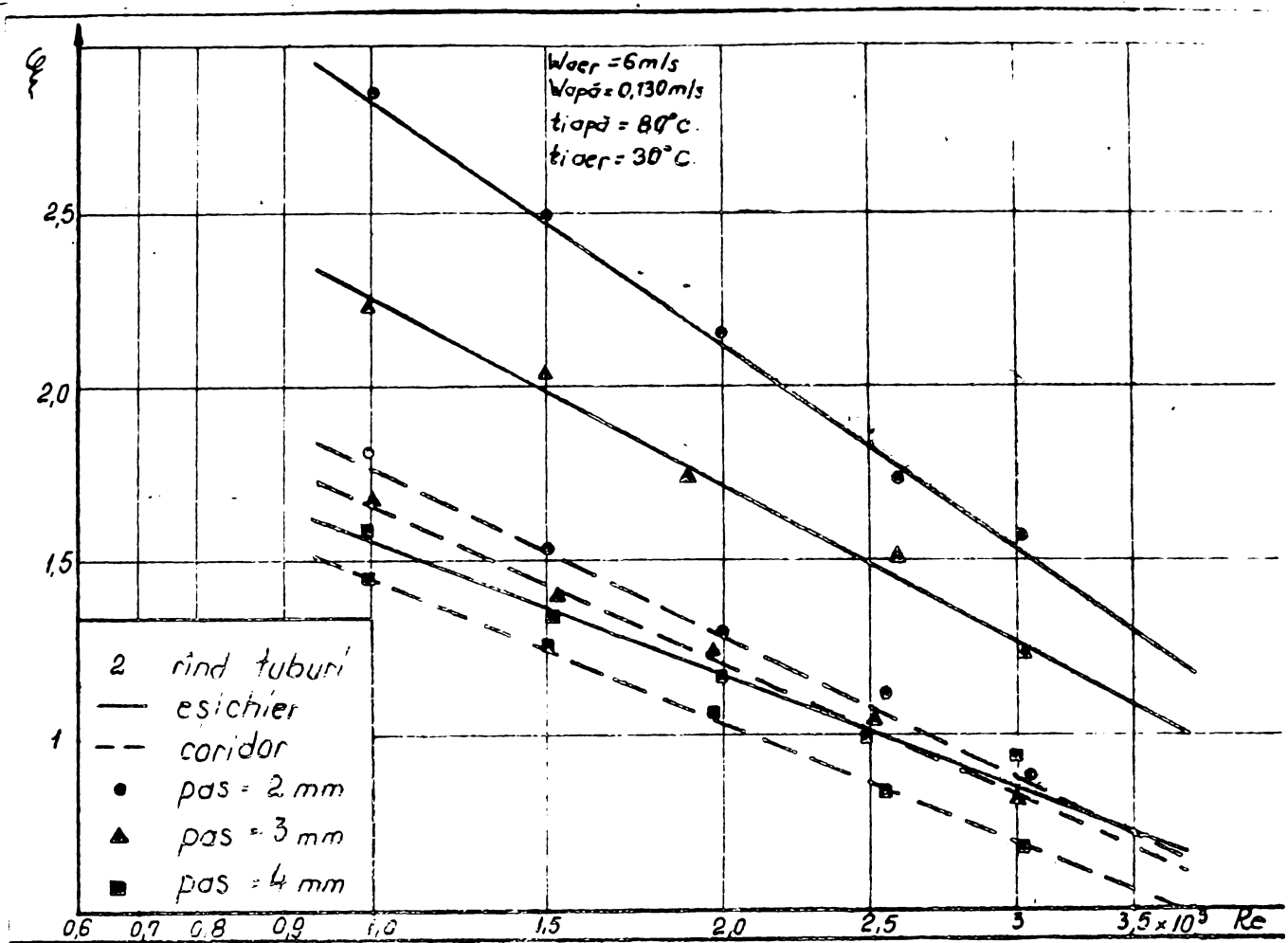


Figura 6.20 Reprezentarea coeficientului de rezistență hidraulică $\xi_{hd} = f(Re)$.

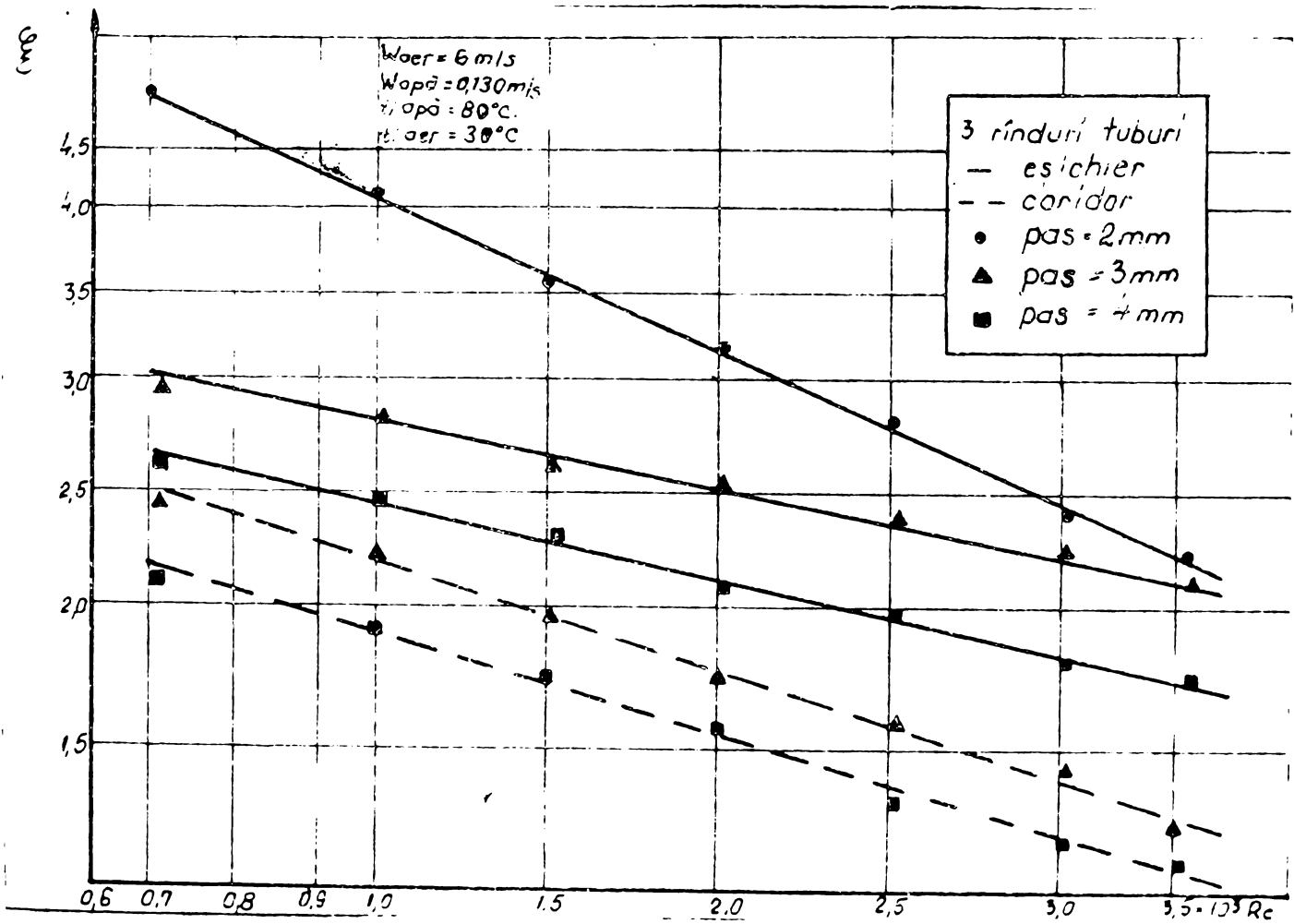


Figura 6.21 Reprezentarea coeficientului de rezistență hidraulică $\xi_{hd} = f(Re)$

Iar în diagrama din figura 6.22 este reprezentat coeficientul de rezistență pentru schimbătoarele cu patru rânduri de tuburi de tipul A, G, din figura 3.10 realizate prin procedeul termodecapant.

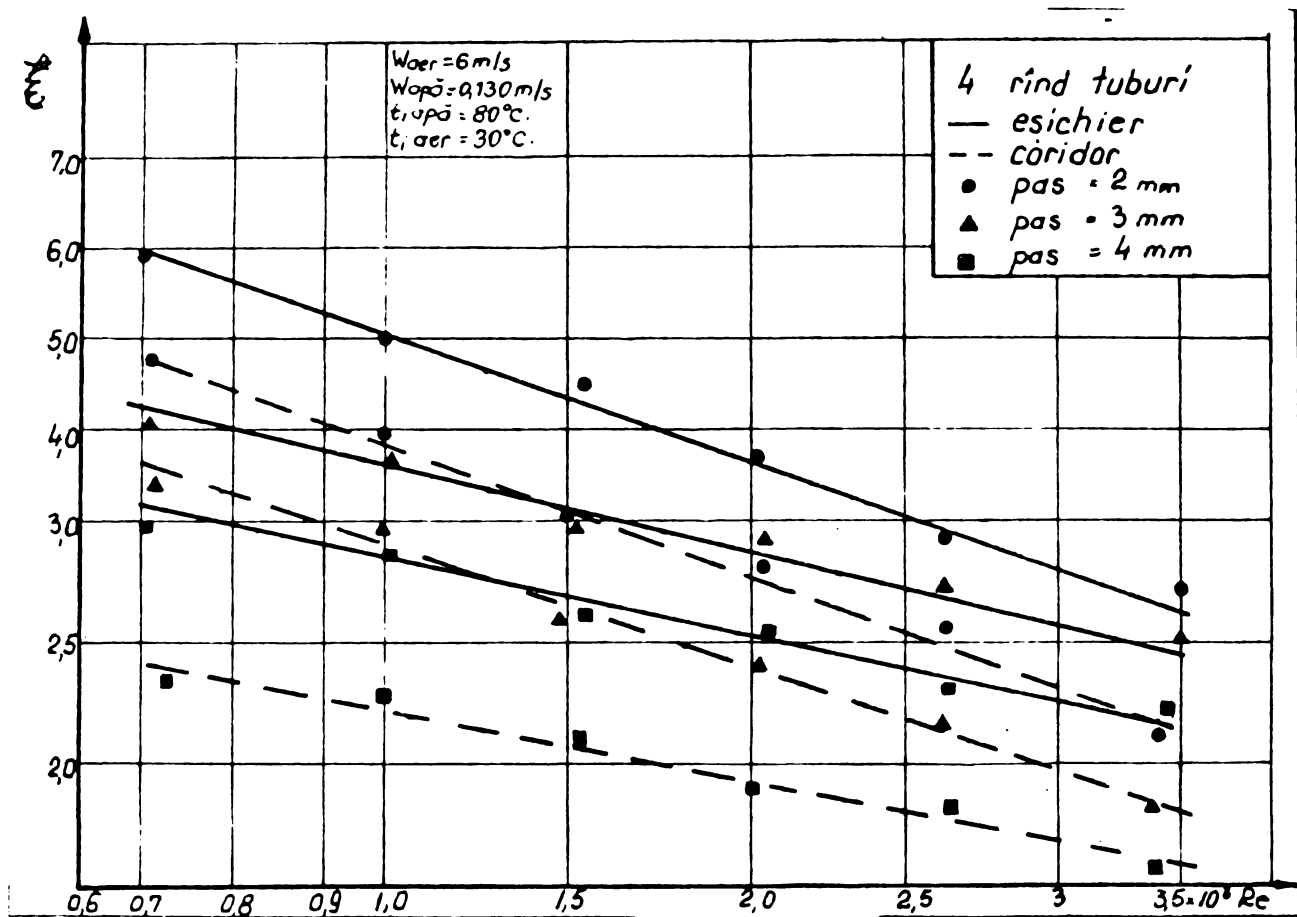


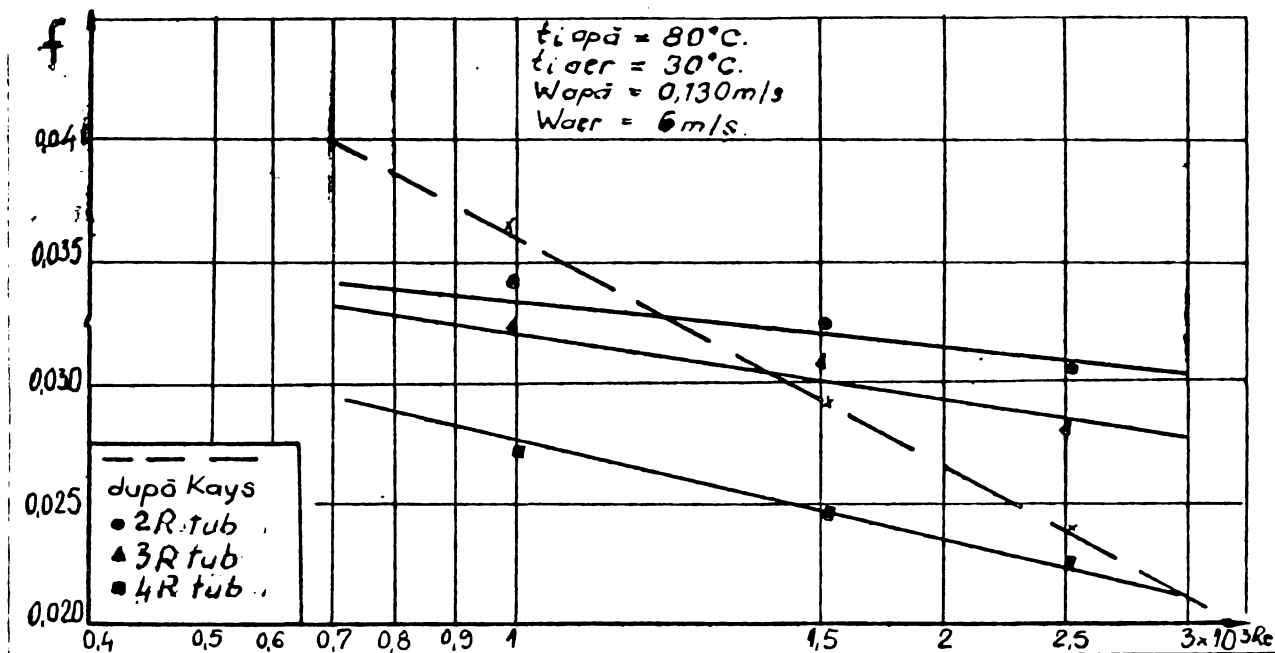
Figura 6.22 Reprezentarea coeficientului de rezistență hidraulică $\xi = f(Re)$.

Din analiza celor trei diagrame (6.20 - 6.22) rezultă că creșterea numărului de rânduri de tuburi de la doi la trei, conduce la o majorare a pierderilor de presiune cu circa 43 %.

În cazul dublării numărului de rânduri de tuburi de la doi la patru, pierderile de presiune cresc în medie cu 85 %.

Creșterea relativă a pierderilor de presiune este deci mai mică decât creșterea relativă a măririi suprafeței schimbătorului, ceea ce se explică prin faptul că pierderile locale de intrare și ieșire nu variază cu numărul rândurilor de tuburi. Pierderile de presiune obținute, s-au comparat cu rezultatele obținute de Kays [1] pentru schimbătorul

amintit mai sus. Factorul de rezistență f a fost definit în relația (6.18) iar rezultatele exprimate în diagrama din figura 6.23.



- Figura 6.23 Reprezentarea coeficientului de rezistență hidraulici f , în funcție de cifra Reynolds, pentru schimbătoare cu 2, 3, 4 rânduri de tuburi.

Concluzii:

1. În domeniul de funcționare normală a schimbătoarelor încercate se constată o scădere a densității fluxului de căldură de circa 2 % pentru o micșorare a diferenței dintre temperaturile aerului și apei la intrare, cu 1 grad.

2. Creșterea vitezei aerului în fața schimbătorului în domeniul 3 - 6 m/s, cu 1 m/s are ca urmare o majorare a densității fluxului de căldură cu circa 18 %.

3. Viteza optimă de circulație a apei este în jur de 0,6 m/s.

4. Dispunerea tuburilor în eșichier conduce la o creștere a densității fluxului de căldură cu circa 20 % în comparație cu dispunerea tuburilor în coridor.

5. Fluxul de căldură raportat la suprafața frontală crește prin micșorarea pasului aripioarelor, în timp ce fluxul de căldură raportat la suprafața de partea aerului

scade.

Din punct de vedere al economiei de material un pas mai mare este mai economic în raport cu unul mai mic.

6. Fluxul de căldură raportat la suprafața frontală, crește de asemenea prin majorarea numărului de rînduri de tuburi, în timp ce fluxul de căldură raportat la suprafața de partea aerului se micșorează, ceea ce denotă că eficiența termică a rîndurilor de tuburi scade în direcția de curgere a aerului .

Orice schimbător trebuie conceput și construit cu suprafața frontală maximă posibilă.

7. Prin mărirea numărului de rînduri de tuburi și prin micșorarea pasului aripioarelor, schimbătorul de căldură devine mai compact, este însă mai scump atît ca investiție cît și ca exploatare.

8. Reprezentarea rezultatelor în coordonate adimensionale și sub formă de ecuații criteriale permite aplicarea lor în condiții și cu medii de lucru diferite față de cele din cadrul încercărilor.

6.7.- APRECIEREA SCHIMBĂTOARELOR DE CALDURĂ CERCETATE CU AJUTORUL COEFICIENTULUI DE EFICIENȚĂ

Pentru a se aprecia eficiența unui schimbător de căldură, nu este suficient să cunoaștem numai comportarea lui termotehnică. În afara condiției de a transmite un flux de căldură cu o suprafață de schimb termic minimă, respectiv un volum minim, apare și condiția unui consum minim de energie pentru vehicularea fluidelor curgătoare prin aparat.

H. Glaser [7] a conceput un procedeu de apreciere care ține cont de ambele condiții. Conform acestui procedeu două schimbătoare de căldură se consideră echivalente, dacă

raportul între fluxul de căldură Q transmis, la o diferență medie logaritmică Δt_m a temperaturii de un grad și puterea P necesară vehiculării fluidului prin schimbător are aceeași valoare. Dintre toate schimbătoarele care au aceeași valoare pentru acest raport, se alege acela care are suprafața, respectiv volumul cel mai mic.

Raportul amintit se notează cu ξ și se numește coeficient de eficiență:

$$\xi = \frac{Q}{\Delta t_m \cdot P} = \frac{k \cdot A_{aer}}{A_0 \cdot \Delta P_{aer} \cdot W_{aer}} \quad [\text{grad}^{-1}] \quad (6.22)$$

În baza rezultatelor experimentale, ξ se poate calcula pentru toate regimurile cercetate.

A_0 - secțiunea curentului de fluid

ΔP_{aer} - pierderea de presiune a fluidului la trecerea prin aripioare.

Relația (6.22) ia în considerare numai pierderea de presiune pe partea aerului, deoarece se cercetează schimbul de căldură la suprafața aripioarelor.

Suprafața, respectiv volumul necesar schimbătorului pentru a transmite un flux de căldură de 1 KW la o diferență de temperatură medie logaritmică de un grad, în regimurile de funcționare pentru care s-a calculat ξ , se pot determina din relațiile:

$$A_{nec} = \frac{Q}{\Delta t_m \cdot k} = \frac{1000}{1 \cdot k} \quad [\text{m}^2] \quad (6.23)$$

$$V_{nec} = \frac{A_{nec}}{\psi} \quad [\text{m}^3] \quad (6.24)$$

ψ fiind o suprafață cu aripioare care corespunde unui m^3 de schimbător. Cu ajutorul relațiilor (6.22), (6.23) și (6.24) se poate calcula ξ , A_{nec} și V_{nec} pentru orice viteză a aerului W_{aer} .

Diagramele prezentate în figurile 6.24 și 6.25 redau grafic rezultatele obținute pentru suprafețele cu

aripioare de tipul A, E, H, figura 3.10 cercetate.

Modulele au fost realizate din aluminiu prin procedeul termodecapant pe stația pilot, iar testarea s-a făcut pe instalația din figura 6.1.

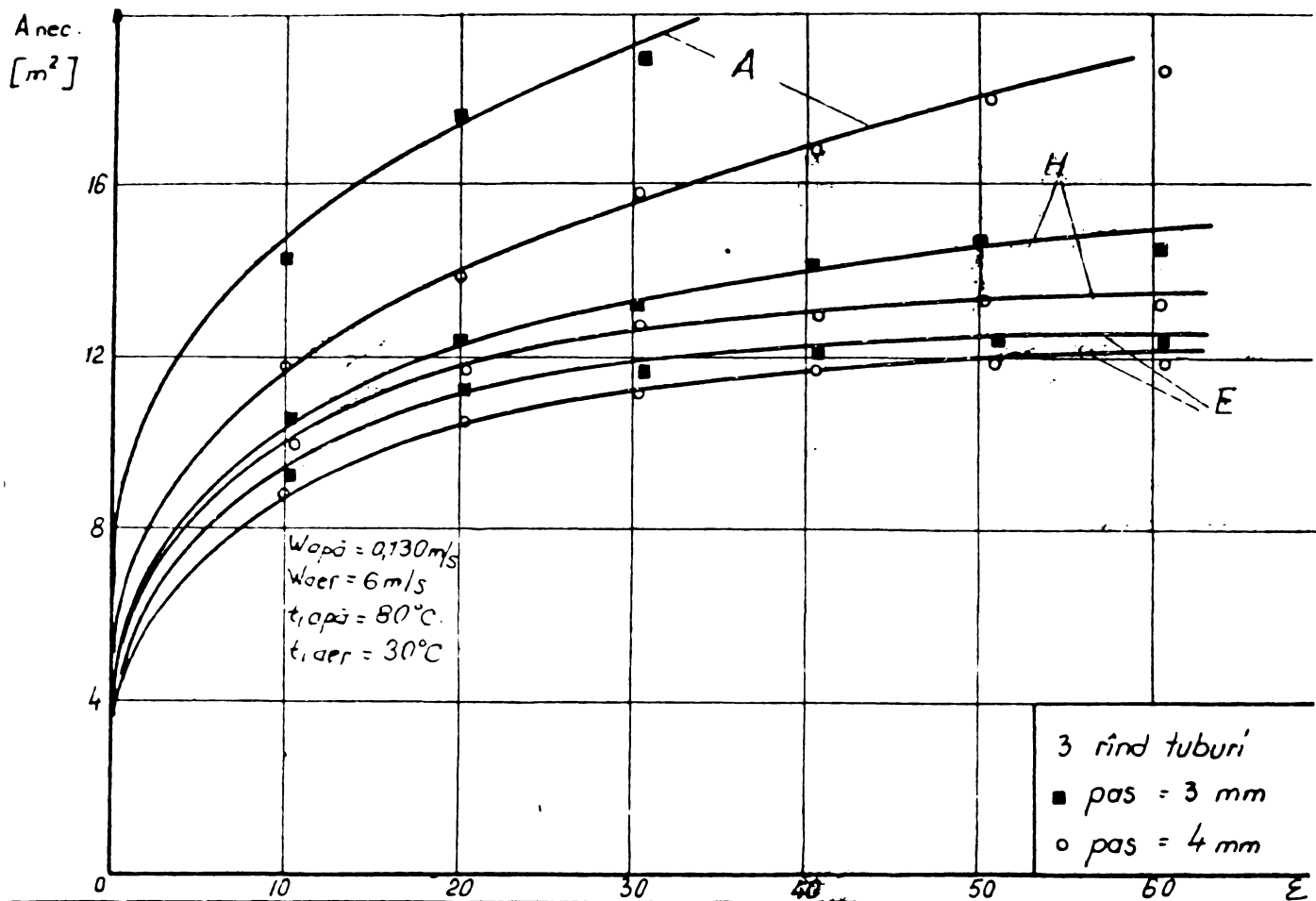


Figura 6.24 Reprezentarea grafică a funcției $A_{nec} = f(\xi)$

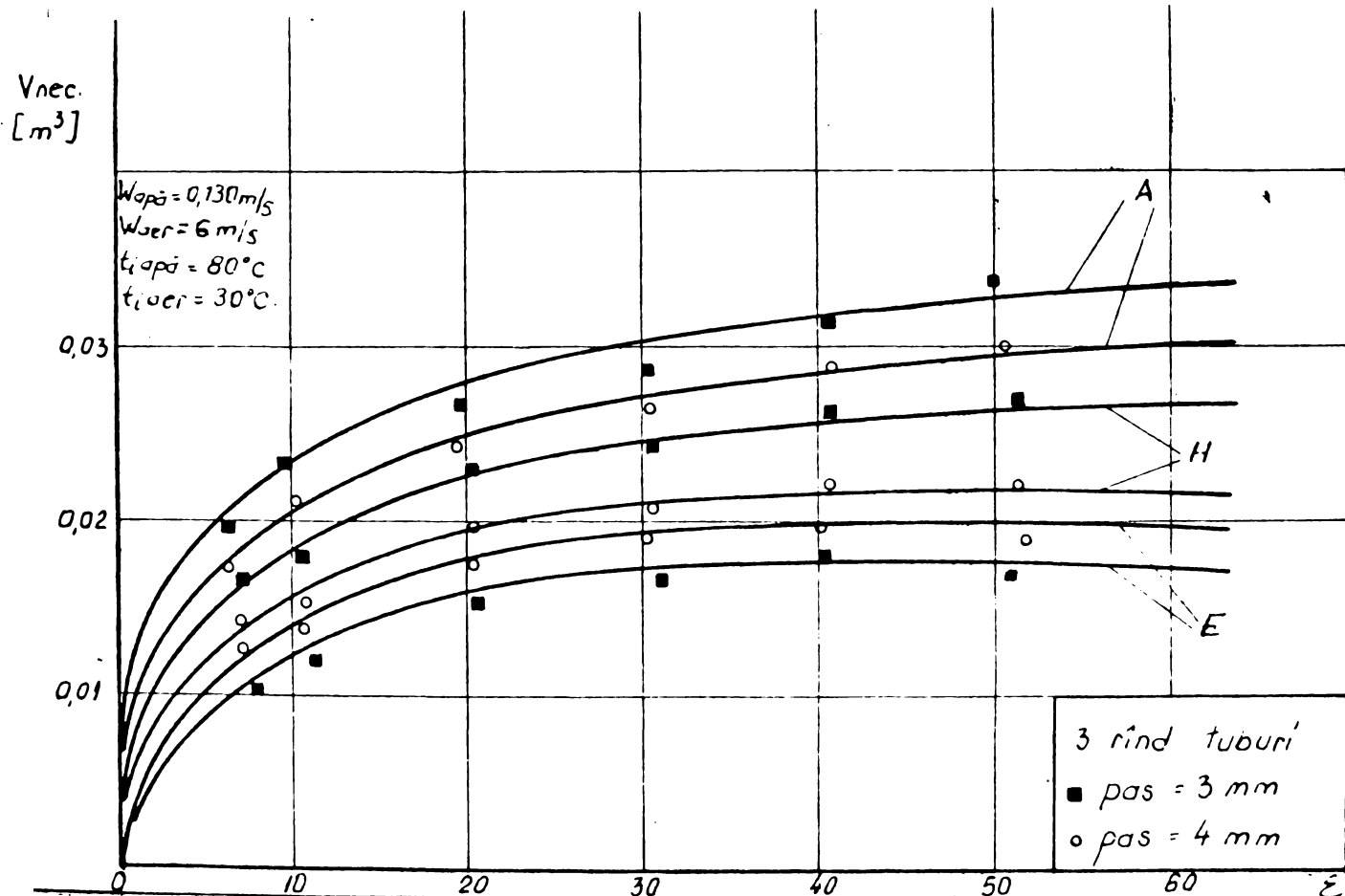


Figura 6.25 Reprezentarea grafică a funcției $V_{nec} = f(\xi)$.

Din studiul celor doua diagrame se observă că schimbătoarele de căldură cu tuburi dispuse în coridor, necesită la același coeficient de eficiență, o suprafață mult mai mare decât schimbătoarele cu tuburi dispuse în eşichier, fiind mai neeconomice. Se mai observă că cea mai mică suprafață, o necesită dispunerea tuburilor oblice în eşichier de tipul E la 3 mm.

Soluția A (coridor) este mai dezavantajoasă și ca volum.

Cel mai mic volum îl necesită schimbătorul de tipul E pentru un pas de 3 mm. În general constructorii de schimbătoare de căldură încearcă împlinirea cât mai armonioasă a condițiilor de volum și de preț.

În întreprinderea de Radiatoare Brașov, datorită împlinirii acestor factori majoritatea schimbătoarelor de căldură din cele peste 140 tipuri fabricate au pasul în jur de 3 mm. La concluzii similare s-a ajuns și analizând diagramele din figurile 6.26 și 6.27 pentru aceleași tipuri constructive A, E, H; însă pentru tuburi dispuse pe patru rânduri, la un pas de 3 și 4 mm. Modulele au fost realizate din aluminiu prin procedeul termodecapant, pe stația pilot și testate pe instalația prezentată în figura 6.1, cu influența parametrilor constanți.

Diagramele din figurile 6.28 și 6.29 reprezintă grafic $A_{nec} = f(\Sigma)$ și $V_{nec} = f(\Sigma)$ pentru construcțiile C, D, F, G, I din figura 5.10, pentru patru rânduri de tuburi și un pas de 3 mm pentru construcțiile I, G, F. Modulele au fost realizate din aluminiu utilizând pentru îmbinare procedeul termodecapant și stația pilot, încercările s-au făcut pe instalația din figura 6.1.

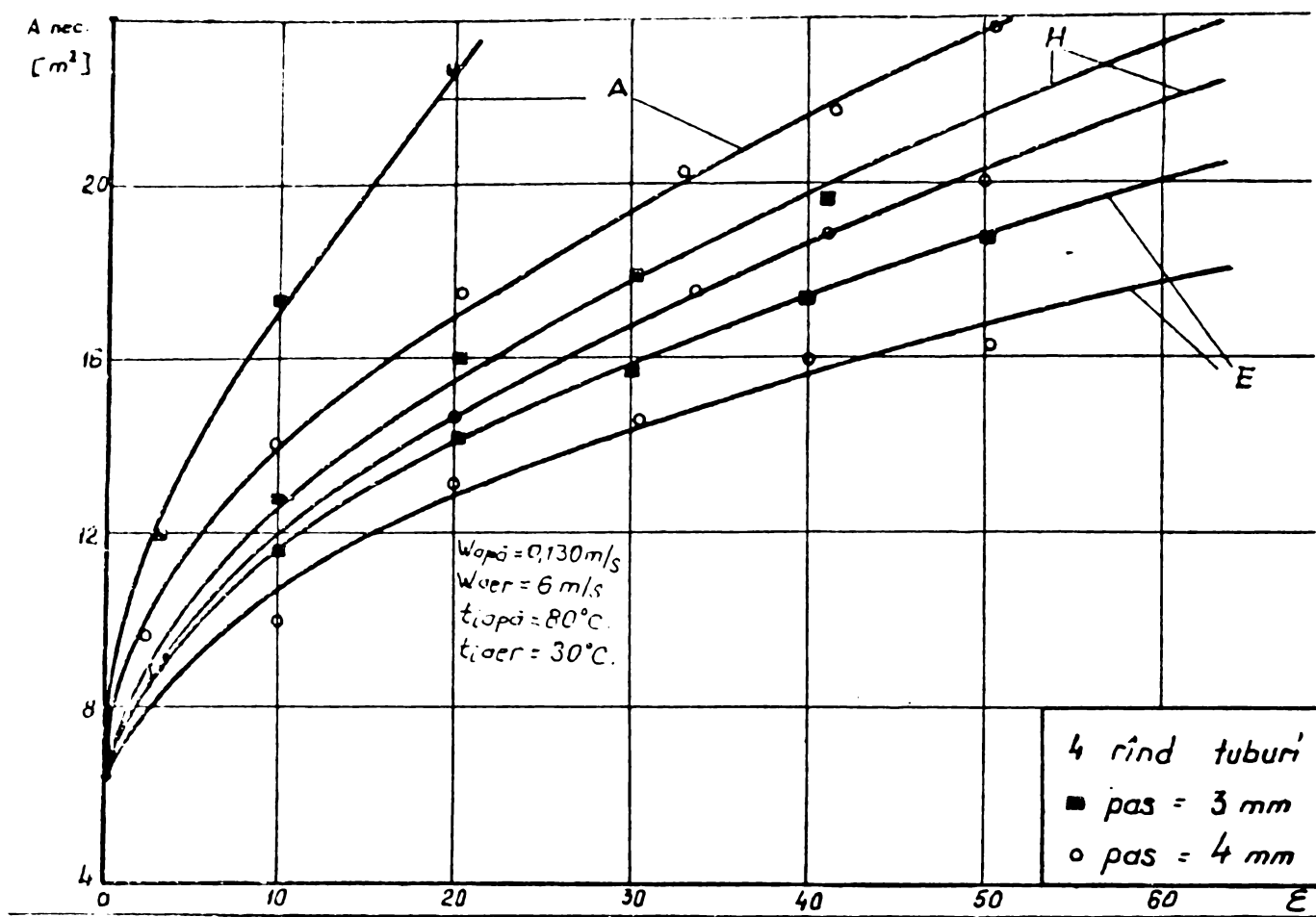


Figura 6.26 Reprezentarea grafică a funcției $A_{nec} = f(\xi)$.

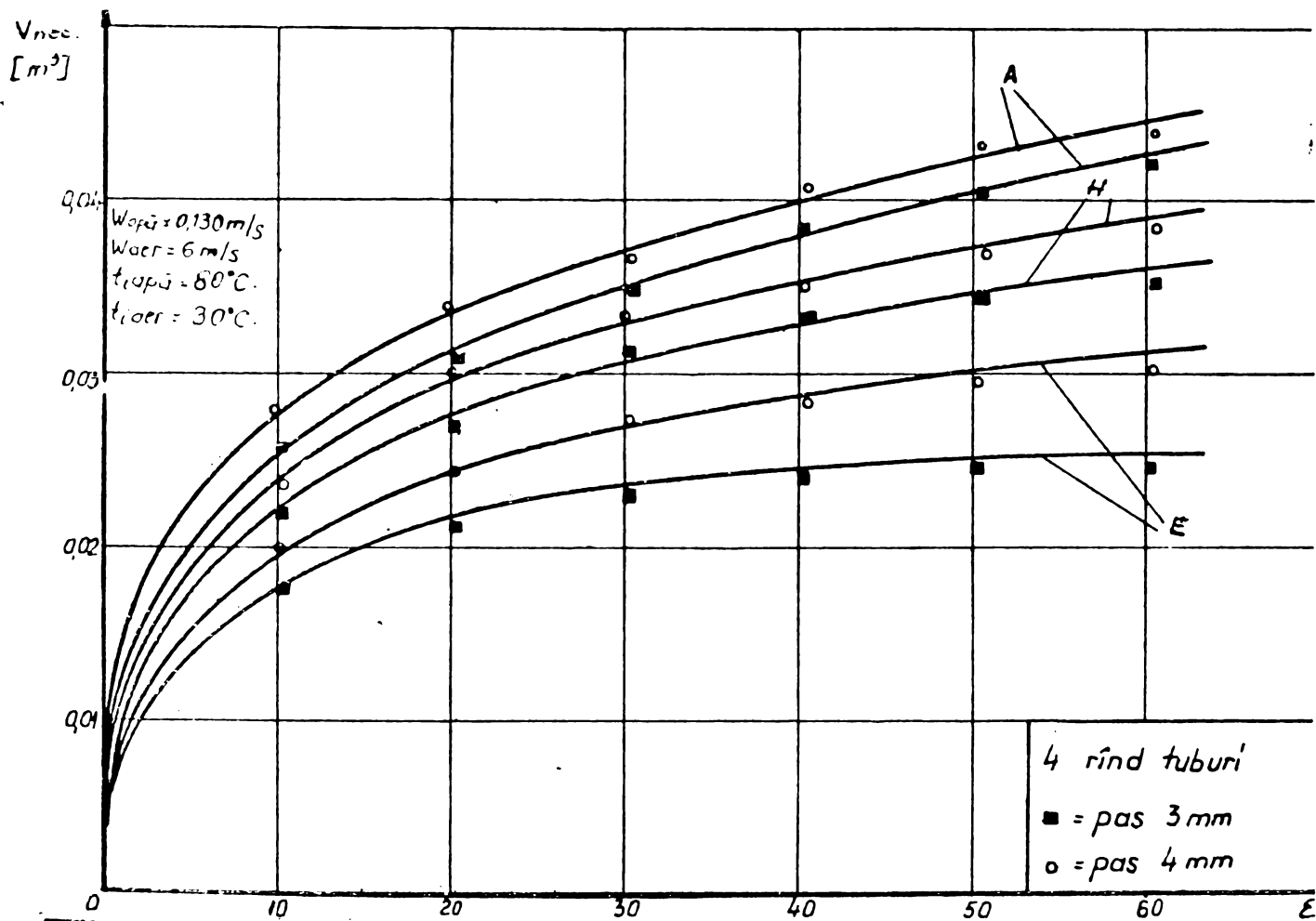


Figura 6.27 Reprezentarea grafică a funcției $V_{nec} = f(\xi)$.

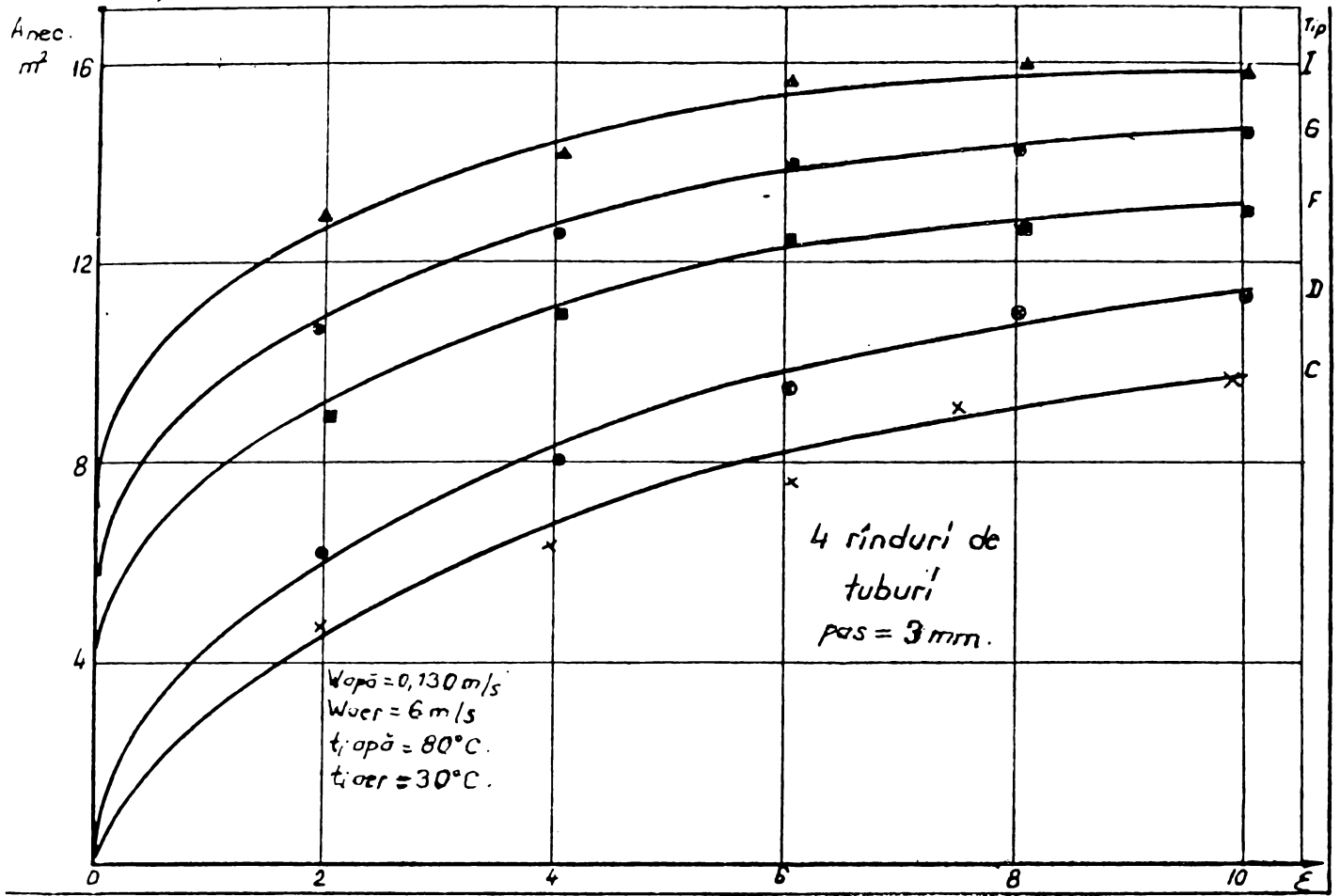


Figura 6.28 Reprezentarea grafică a funcției $A_{nec} = f(\xi)$.

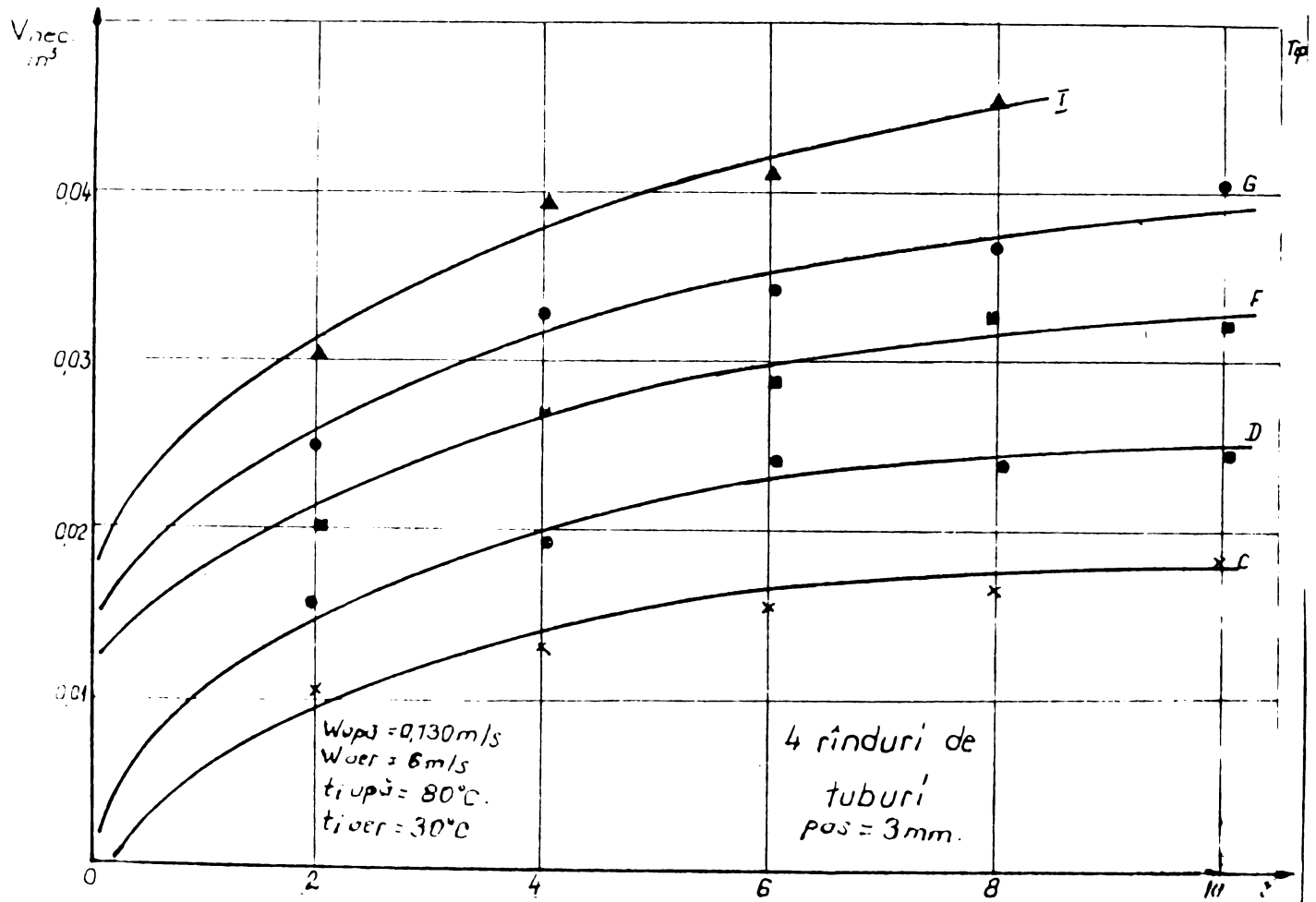


Figura 6.29 Reprezentarea grafică a funcției $V_{nec} = f(\xi)$.

Diagramele prezentate în figurile 6.28 și 6.29 reprezintă influențele constructive ale tipurilor de schimbătoare C,D,F,G,I dispuse pe patru rânduri de tuburi la un pas de 3 mm între aripioare. Construcțiile F,G,I sînt (figura 3.10) compuse din tuburi lise cilindrice și aripioare plane.

Rezultă din interpretarea diagramelor că cea mai avantajoasă soluție atît ca suprafață cît și volum o reprezintă construcția de tipul C de unde se poate deduce că suprafețele cu tuburi plate (ovale) și aripioare ondulate cu geometrie variabilă din aluminiu, realizează construcții mult mai compacte fiind în același timp și cele mai economice.

În figurile 6.30 și 6.31 sînt reprezentate dependențele $A_{nec} = f(\xi)$ pentru schimbătoare de căldură de construcții și geometrii speciale, Considerate ca cele mai eficiente. În diagramă sînt reprezentate construcțiile de tipul J,L,N,M din figura 3.10 realizate din aluminiu și îmbinate prin procedeul termodecapant pe stația pilot. Încercările s-au efectuat pe instalația din figura 6.1.

Cea mai avantajoasă construcție pentru schimbătoarele studiate o reprezintă construcția de tipul J din figura 3.10, a cărui compactitate este evidentă. În paralel cu construcțiile din figura 3.10 cercetate, autorul a suprapus peste diagramele 6.30 și 6.31 diagrama de eficiență a schimbătorului de căldură cu geometrie variabilă notat cu 3 care prezintă un substanțial spor de eficiență în raport cu construcțiile clasice. Despre această construcție se vor prezenta amănunte în capitolele următoare. Concluziile au fost prezentate la fiecare reprezentare grafică în parte, criteriul lui Glaser [7] dovedindu-se cel mai corect

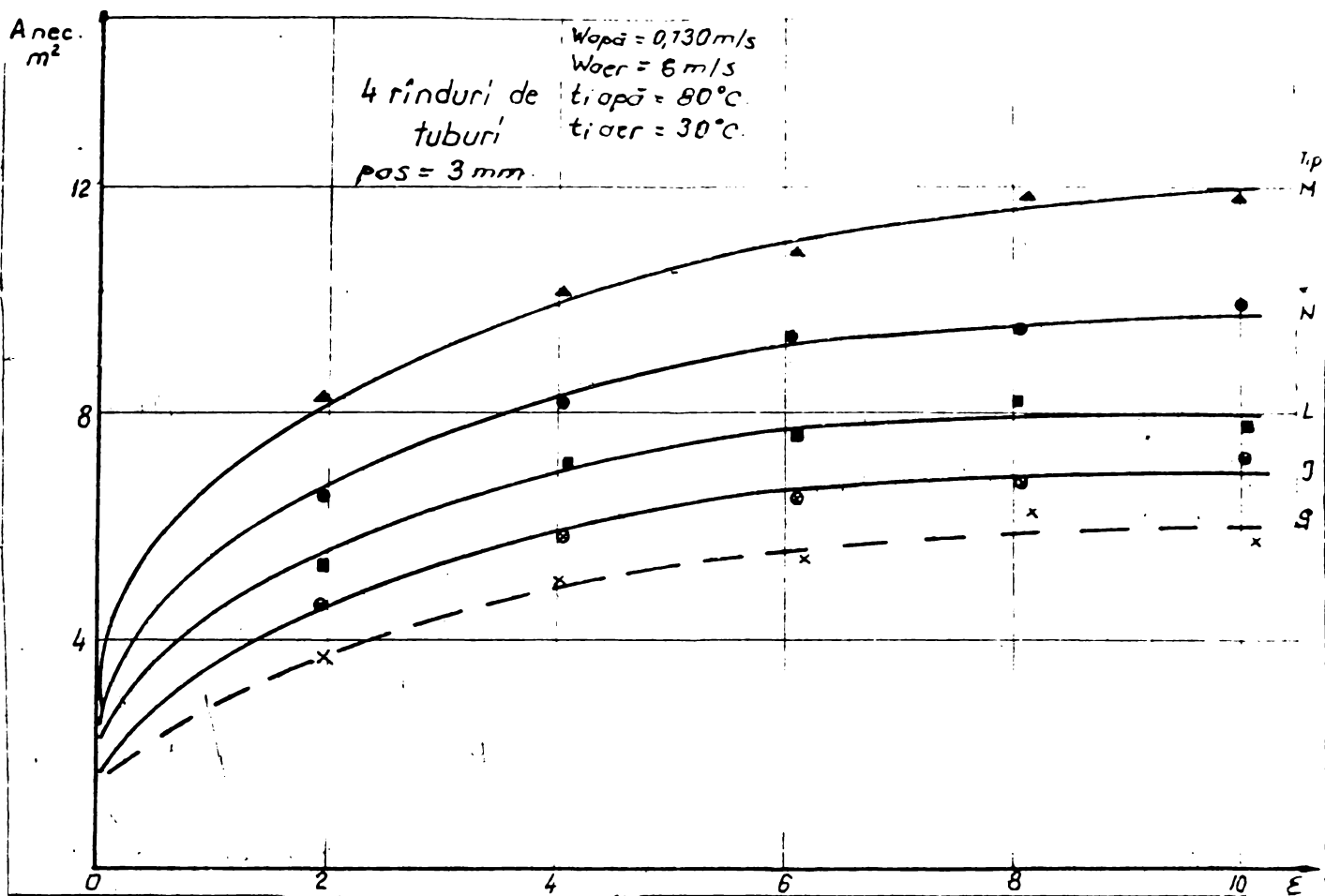


Figura 6.30 Reprezentarea grafică $A_{nec} = f(\xi)$.

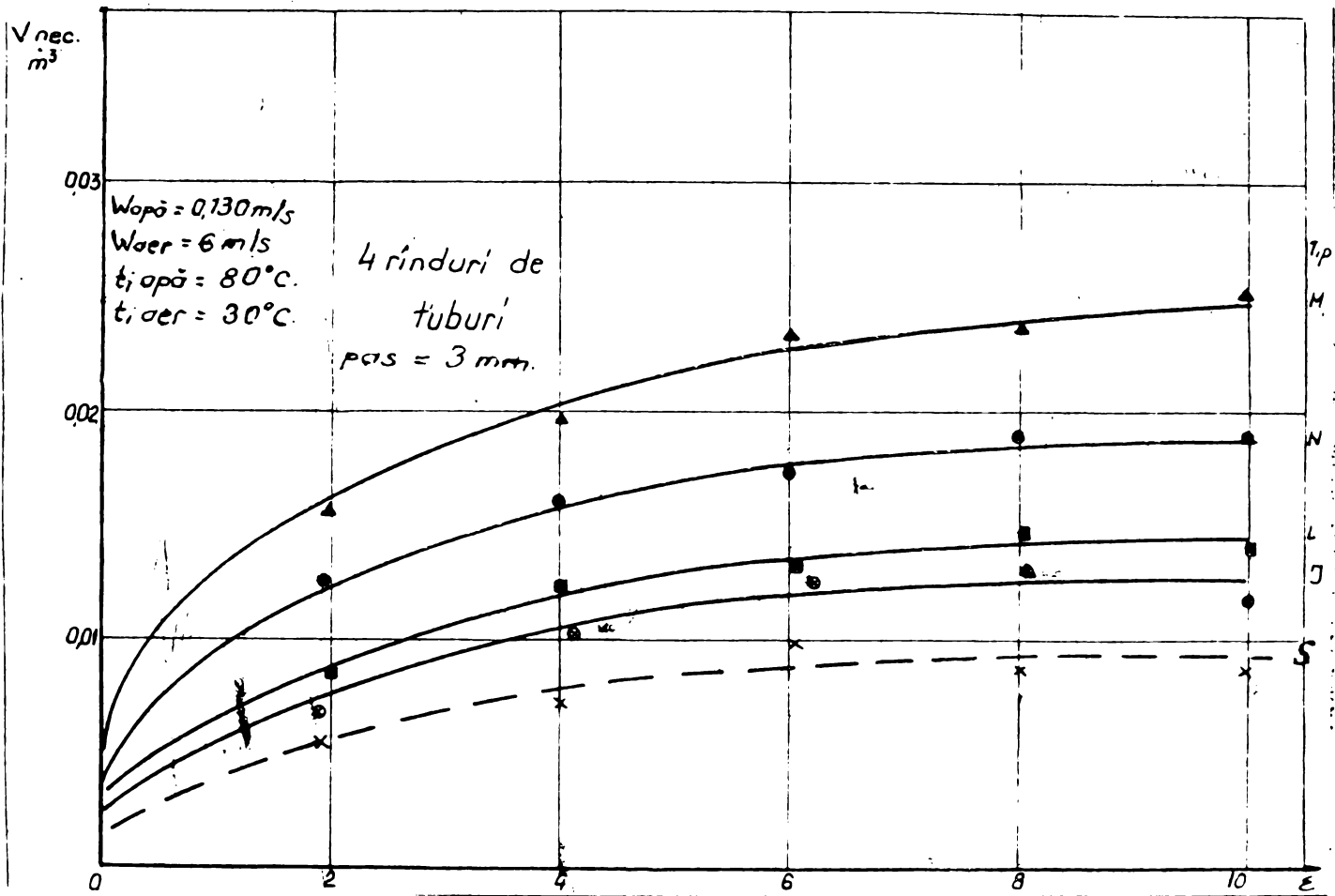


Figura 6.31 Reprezentarea grafică $V_{nec} = f(\xi)$.

CAPITOLUL 7° - CONTRIBUTII ALE AUTORULUI IN REALIZAREA UNOR SCHIMBATOARE CU GEOMETRIE VARIABILA. EXTINDEREA REZULTATELOR LA PRODUCTIA DE SERIE, ECHIPAREA POMPELOR TERMICE.

7.1° ELEMENTE DE BAZA ALE GEOMETRIEI ARIPIOARELOR

Aspectele teoretice ale problemei s-au tratat în capitolul 4, iar cele experimentale și de eficiență în capitolul 6. Extinzând și adoptând aceste date autorul a reușit să conceapă o serie de construcții de aripioare, a căror geometrii să realizeze un randament și eficiență maximă (lucru demonstrat prin curbele S în diagramele de eficiență 6.30 și 6.31).

Funcție de scopul urmărit, autorul a cercetat, realizat și brevetat [3] aripioara din figura 7.1 pentru fabricația clasică de serie a schimbătoarelor de

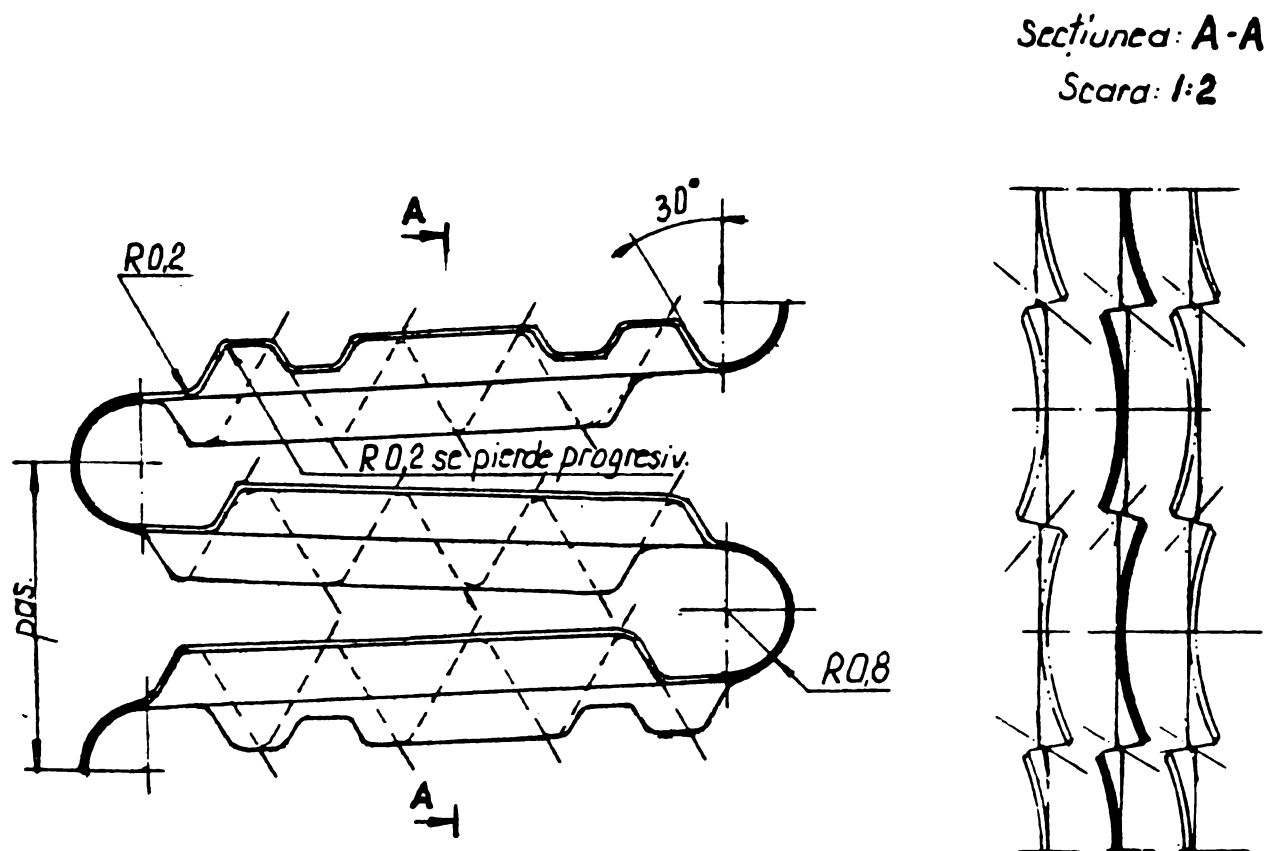


Figura 7.1 Aripioară cu geometrie variabilă pentru fabricația clasică.

căldură și aripioare din figura 7.2 brevet [112] ce echipează schimbătoarele pompei termice și ale instalațiilor din industria Frigotehnică. Ondularea și nervurarea celor două tipuri de aripioare, s-a făcut după nenumărate încercări, asigurându-se o turbionare corespunzătoare a aerului pe direcția de curgere, la întreaga gamă de viteze la care este solicitat agregatul.

Construcțiile asigură o rezistență hidraulică mică, la cost destul de redus în raport cu alte construcții.

Faptul că această geometrie permite și cea mai compactă construcție de schimbător o situează prioritar și din acest punct de vedere.

În vederea trecerii la fabricația de serie a schimbătoarelor de căldură, echipate cu aceste schimbătoare, autorul a făcut încercări pe nouă module de schimbătoare termice din fabricație, având caracteristicile prezentate în anexa 4

Deoarece pentru schimbătoarele de căldură pentru încălzirea cabinelor de tractor, microbuz TV₁₂ și autoutilitara ARO, vitezele de curgere a celor două fluide, apă-aer, au valori mai reduse. Încercările s-au făcut pe instalația

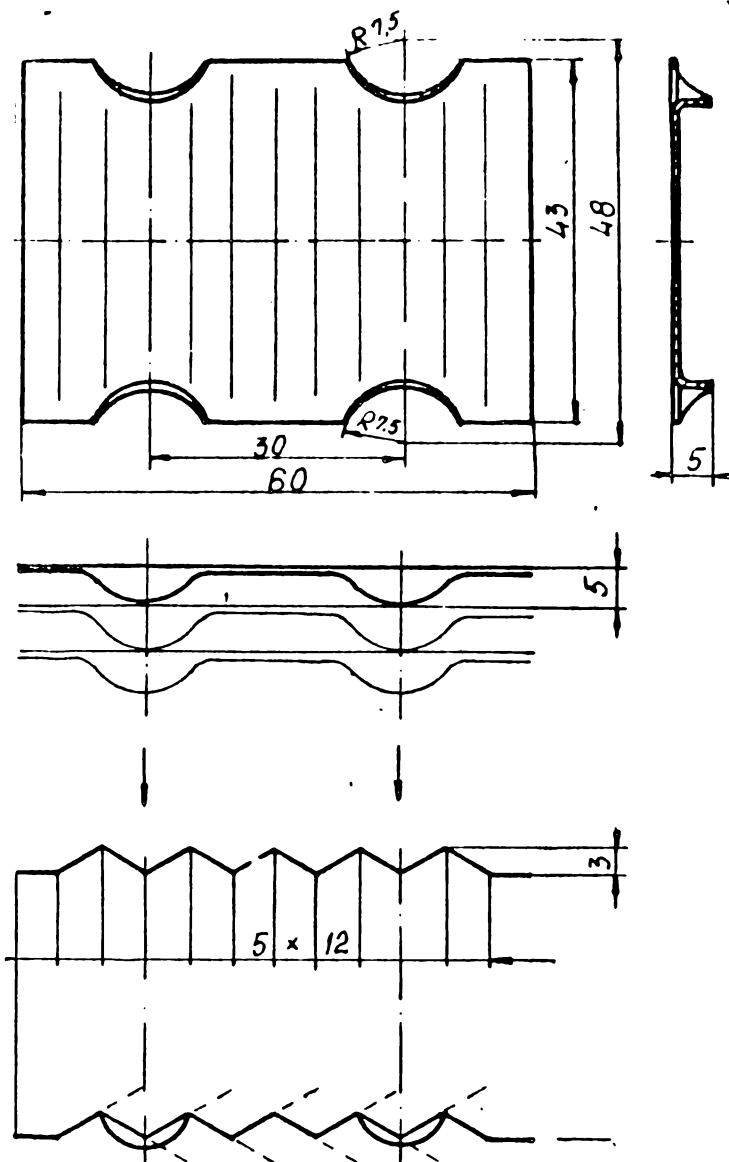


Figura 7.2 Aripioară cu geometrie variabilă pentru schimbătoare

bătoarele pompei termice și

experimentală din figura 6.1. Variația pentru aer s-a luat între 1 - 4 m/s iar pentru apă pînă la 0,25 m/s. Toate relațiile de calcul s-au luat identice cu cele anterioare.

7.2 PRELUCRAREA DATELOR PE CALCULATOR

Rezultatele experiențelor efectuate au fost prelucrate pe un calculator electronic Felix C-512 al centrului de calcul CITMA TRACTORUL BRASOV în limbaj FORTRAN.

Schema logică este prezentată în paginile următoare.

Notațiile echivalente din schema logică:

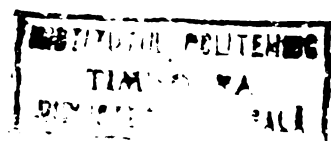
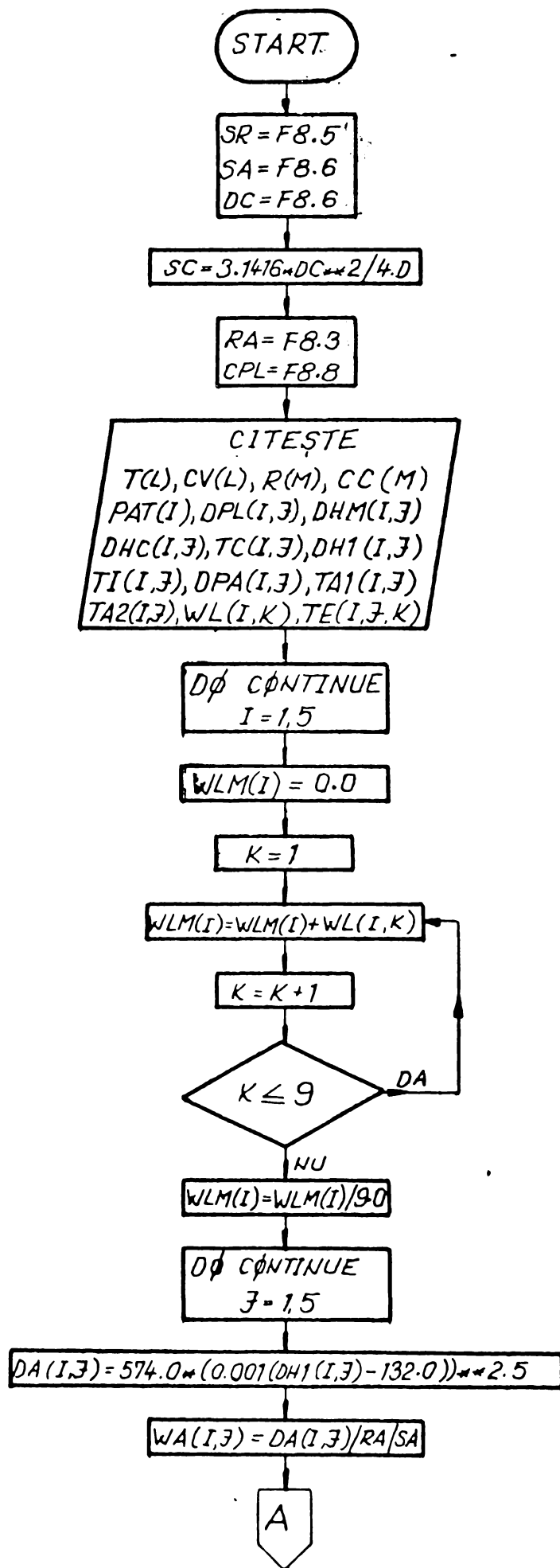
A. Constante pentru un schimbător:

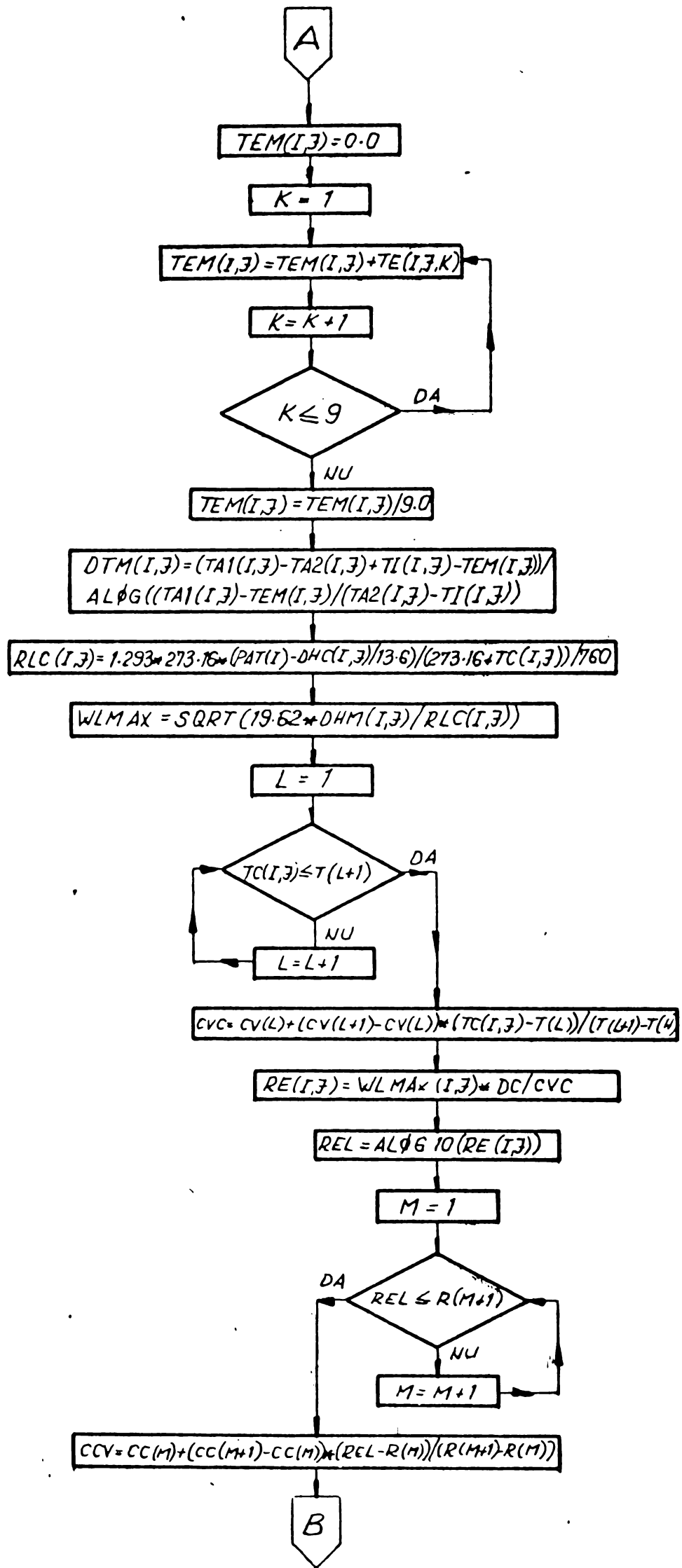
- s_R [m²] SR
- s_a [m²] SA
- d_c [m] DC
- s_c [m²] SC
- ρ_a [Kg/m³] RA
- C_{PL} [J/Kg/K] CPL

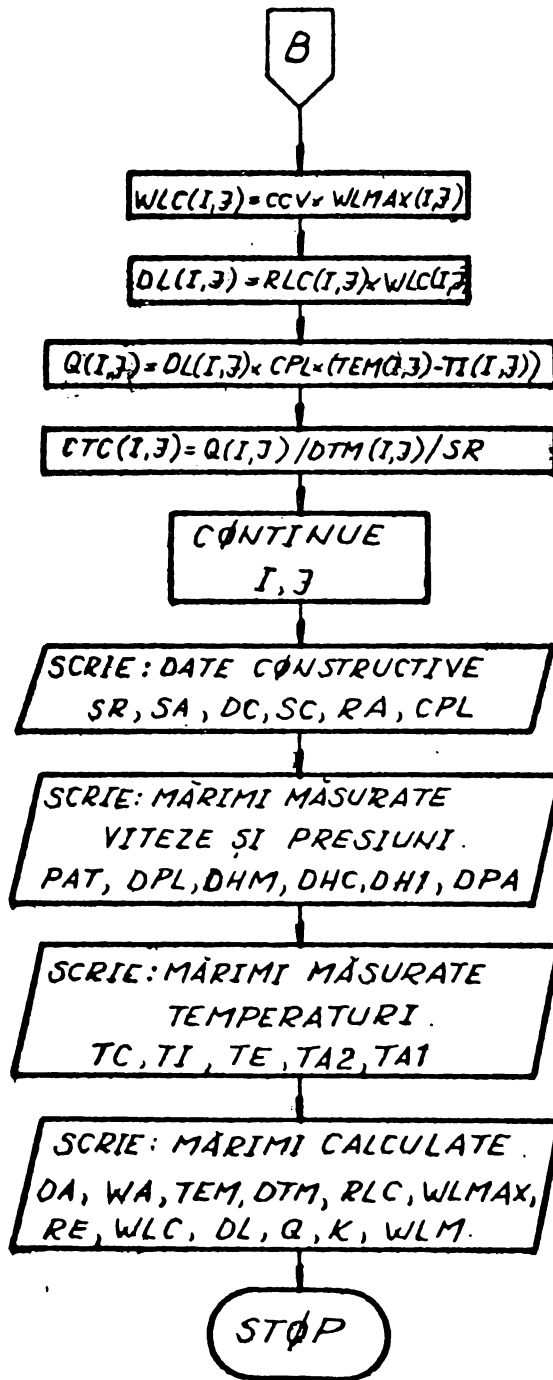
B. Variabile pentru un schimbător:

- P_{at} [mmHg] PAT (I) I = 1,5
- ΔP_L [mmH₂O] DPL (I, J) I = 1,5 J = 1,5
- Δh_{max} [mmH₂O] DHM (I, J) I = 1,5 J = 1,5
- Δh_c [mmH₂O] DHC (I, J) I = 1,5 J = 1,5
- t_c [°C] TC (I, J) I = 1,5 J = 1,5
- Δh_1 [mmH₂O] DH 1(I, J) I = 1,5 J = 1,5
- t_1 [°C] TI (I, J) I = 1,5 J = 1,5
- ΔP_a [mmHg] DPA (I, J) I = 1,5 J = 1,5
- t_{a1} [°C] TA1 (I, J) I = 1,5 J = 1,5
- t_{a2} [°C] TA2 (I, J) I = 1,5 J = 1,5
- $W_{L1} \dots W_{L9}$ [m/s] WL (I, K) I = 1,5 K = 1,9
- $t_{e1} \dots t_{e9}$ [°C] TE (I, J, K) I = 1,5 J = 1,5, K = 1,9

SCHEMA LOGICĂ







Prin derularea acestui program s-au urmărit aplicarea concluziilor rezultate din testarea modulelor experimentale de la capitolul 6, la realizarea schimbătoarelor de căldură din fabricația curentă a Intreprinderii de Radiatoare. S-a mai urmărit extinderea rezultatelor în fabricația schimbătoarelor de căldură omologate din aluminiu. Iar din interpretarea și analiza diagramelor să se corecteze eventualele geometrii, a căror randamente nu sînt cele mai optime și totodată economice.

În final programul a confirmat necesitatea construirii unei stații de mare productivitate pentru fabricarea schimbătoarelor prin metoda mediului termodecapant.

Rezultatele obținute au fost utilizate pentru omologarea fabricației de serie a celor 7 schimbătoare de căldură prezentate.

7.3 INTERPRETAREA REZULTATELOR PRELUCRATE PE CALCULATOR

Prelucrarea datelor pe calculator s-a făcut pentru schimbătoare de căldură echipînd trei mari grupe de autovehicule din fabricația de serie a uzinelor respective: tractoare, autoturisme de teren și autoutilitare.

Pentru fiecare din aceste mari grupe au fost prelucrate datele pentru mai multe materiale și variante constructive avînd la bază rezultatele și concluziile reieșite din capitolele anterioare.

7.3.1 Schimbătoare de căldură pentru cabină tractor

În cadrul acestei grupe au fost testate patru variante constructive a căror caracteristici sînt prezentate în figura 7.3 și reprezintă de fapt construcții din fabricația curentă.

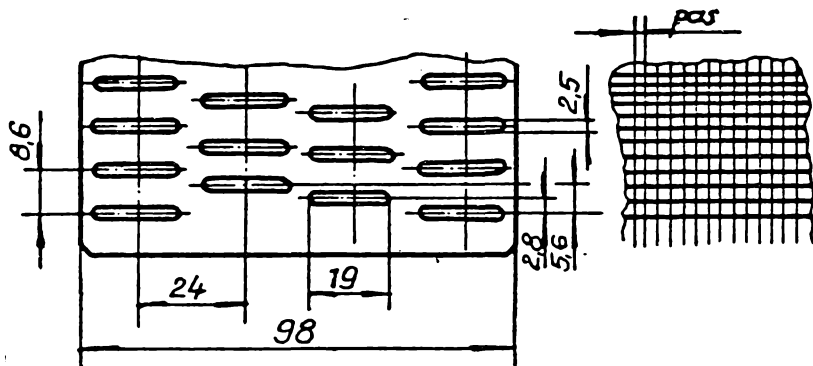
A - Tip 594.001 cu aripioare din cupru drepte

B - Tip 594.001/II cu aripioare din aluminiu cu geometrie variabilă.

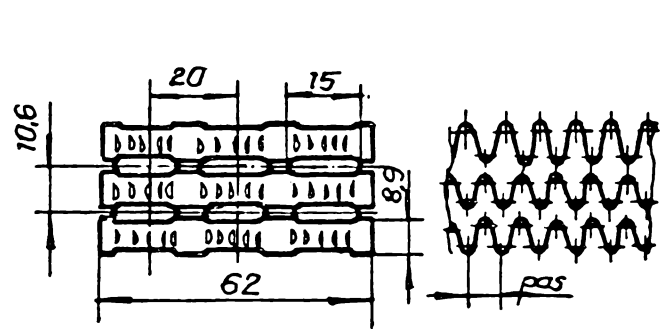
C - Tip M A N 135 cu aripioare din cupru ondulate

D - Tip M A N 215 cu aripioare din cupru ondulate

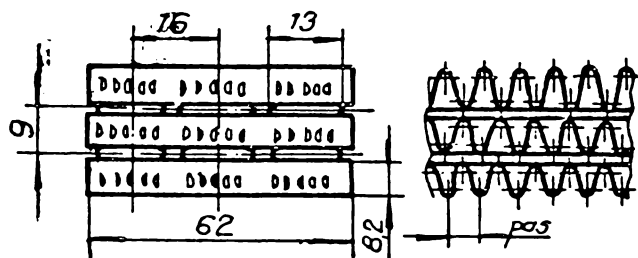
Rezultatul măsurătorilor și calculelor sînt redată în listingurile de la anexa 5.



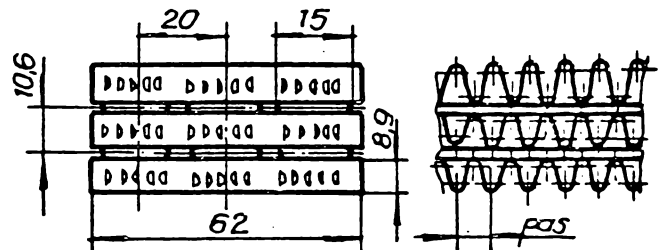
A. Schimbător de căldură reper 594-001 cu aripioare din cupru drepte.



B. Schimbător de căldură reper 594-001 cu aripioare din Al. cu geometrie variabilă.



C. Schimbător de căldură cu aripioare ondulate din Cu. tip MAN 135 C.P.



D. Schimbător de căldură cu aripioare ondulate din Cu. tip MAN 215 C.P.

Figura 7.3 Variante constructive ale modulelor testate pentru cabină tractor.

Figura 7.4 reprezintă grafic variația coeficientului global de schimb de căldură k , funcție de viteza apei w_a .

Îmbinările s-au făcut cu ajutorul procedeului termodecapant, modulele fiind testate pe instalația din figura 6.1.

Dependenta este asimptotică, iar construcția cu aripioare din aluminiu cu geometrie variabilă este superioară

celorlalte construcții, mai ales în raport cu creșterea vitezei apei.

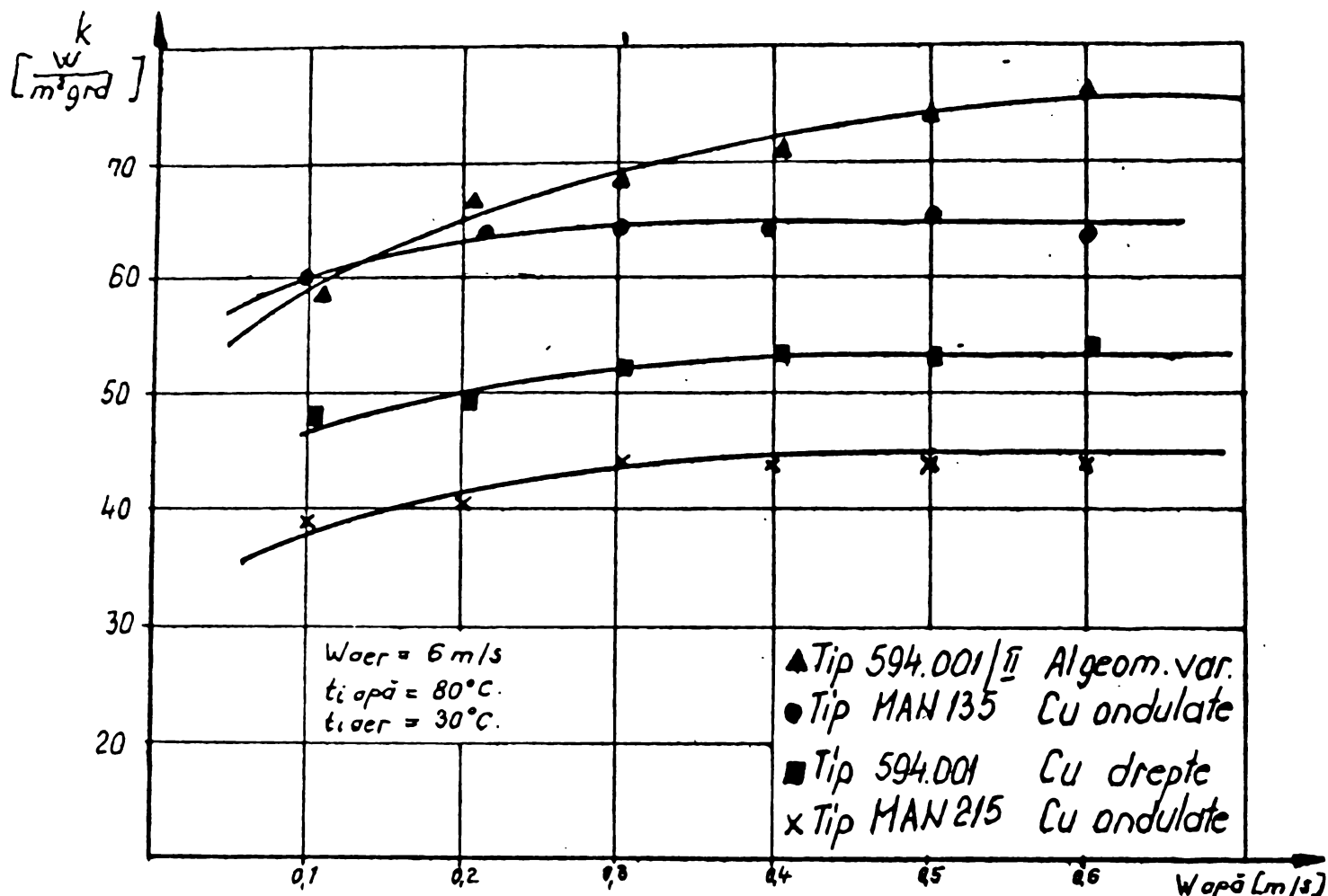


Figura 7.4 Reprezentarea grafică a funcției $k = f(W_a)$

Figura 7.5 reprezintă aceleași tipuri constructive, A, B, C și D înbinările fiind făcute prin procedeele termodecapant iar testele efectuate pe instalația din figura 6.1.

Diagrama reprezintă grafic dependența coeficientului global de schimb de căldură k , funcție de viteza aerului W_{aer} .

Dependența este liniară, iar construcția modulelor cu aripioare din aluminiu cu geometrie variabilă este superioară celorlalte construcții.

Diagrama din figura 7.6 reprezintă grafic variația căderii de presiune pe circuitul apei în raport cu viteza acestuia.

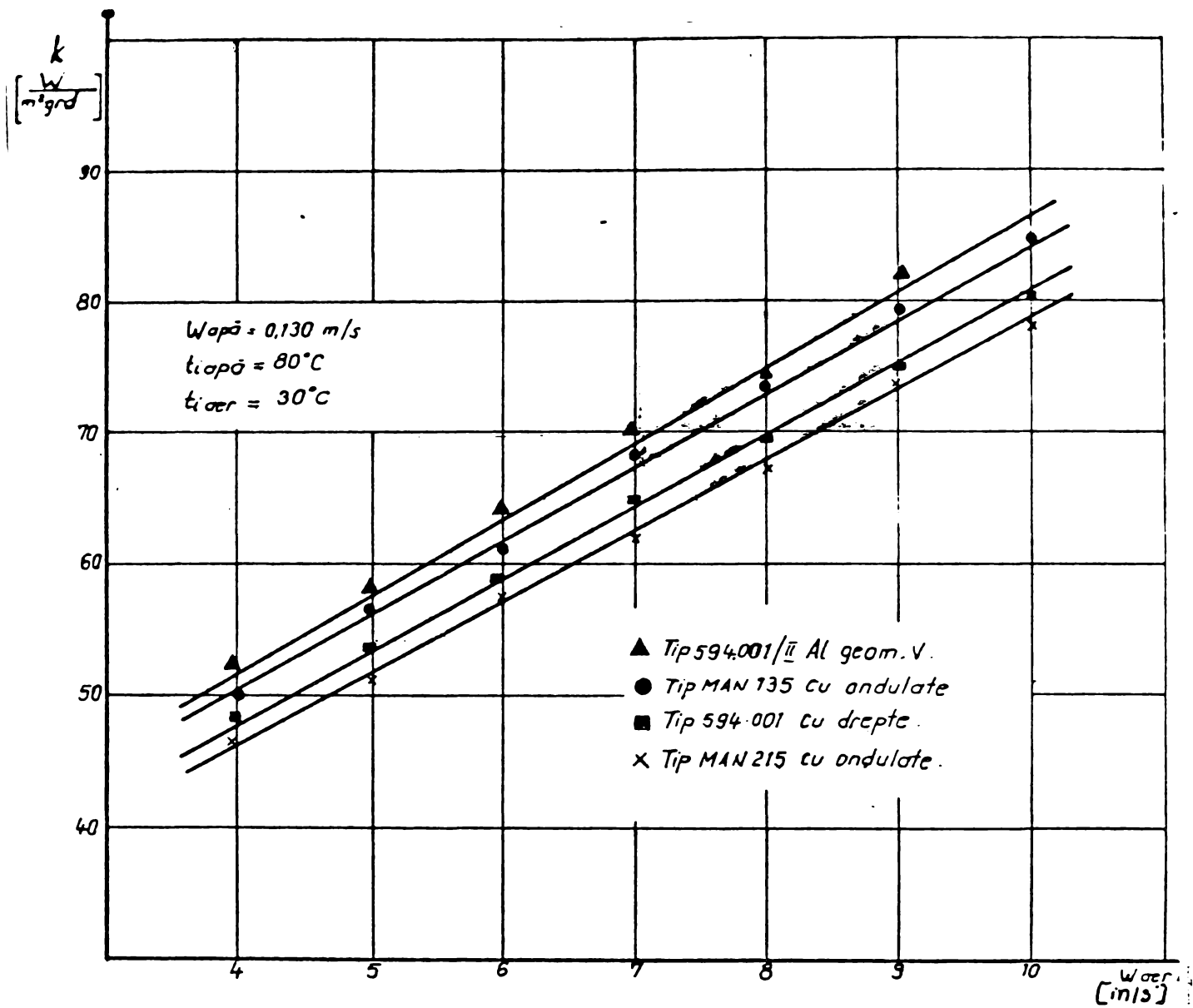


Figura 7.5 Dependența funcției $k = f(W_{aer})$

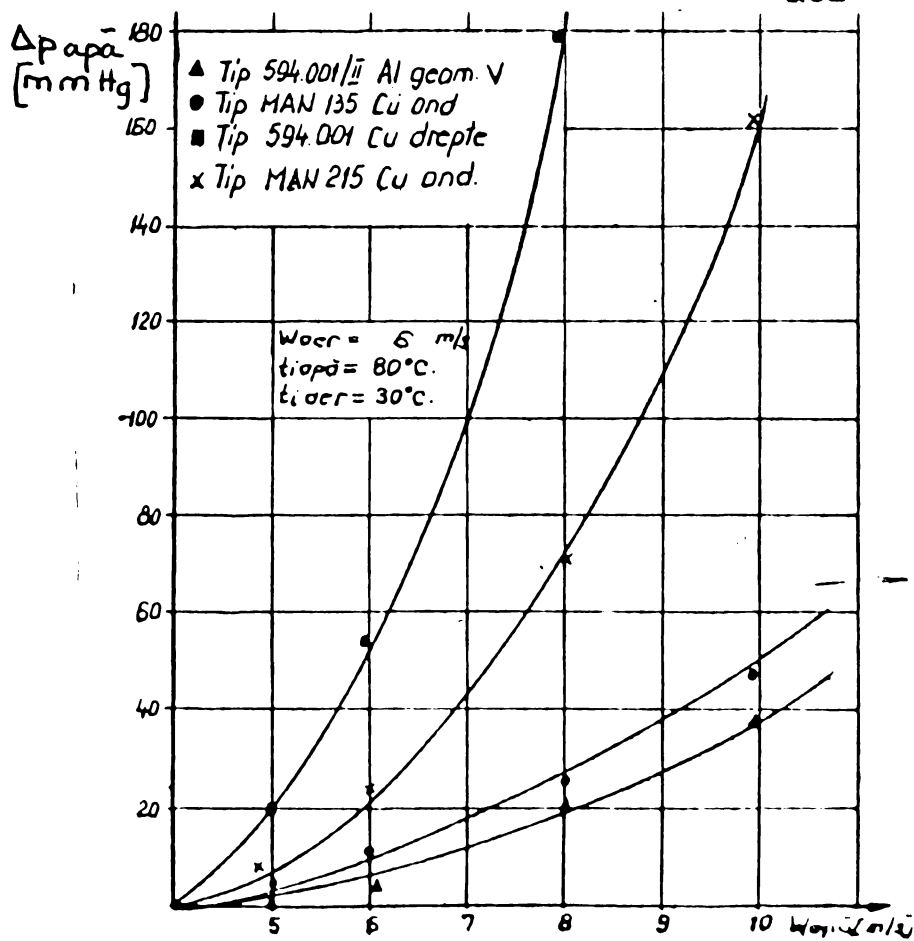


Figura 7.6 Dependența funcției $\Delta p_{apa} = f(W_{aer})$

Din interpretarea diagramei rezultă evident că modulul avînd construcția cu aripioare din aluminiu cu geometrie variabilă prezintă pierderi hidraulice minime pe circuitul de apă.

Diagrama din figura 7.7 reprezintă grafic variația căderii de presiune a aerului funcție de viteza acestuia, pentru construcțiile A, B, C, D realizate prin procedeul termodecapant, testate pe instalația 6.1

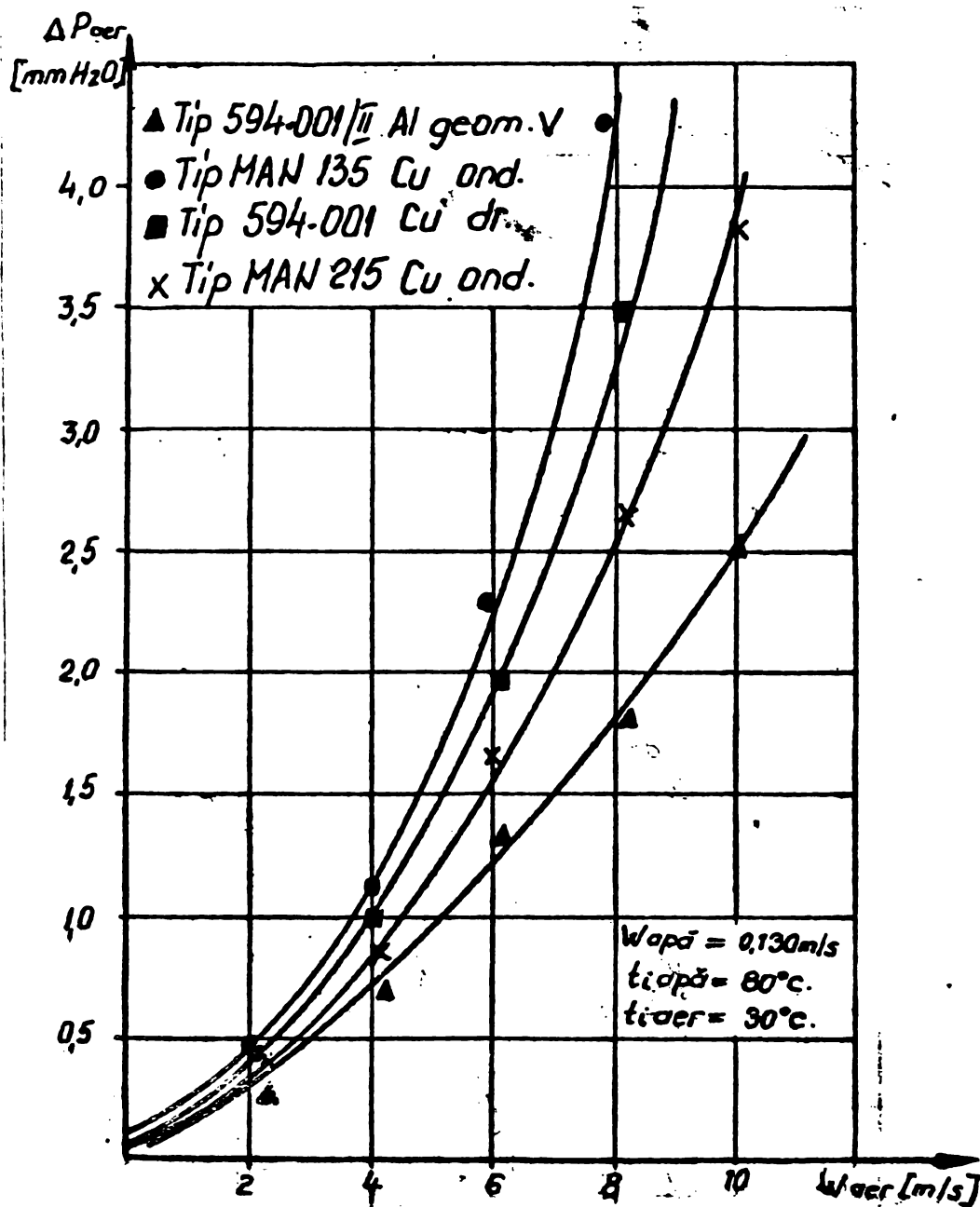


Figura 7.7 Dependența funcției $\Delta p_{aer} = f(W_{aer})$

Din analiza diagramei rezultă că modulele avînd construcția aripioarelor din aluminiu cu geometrie variabilă, continuă să realizeze căderile minime de presiune,

O scurtă concluzie a celor patru diagrame ridicate confirmă și pe această cale cercetările și realizările prezentate în capitolele anterioare, atestând introducerea în fabricația de serie a construcției realizate de autor.

7.3.2 Schimbătoare de căldură pentru autoturismul de teren ARO.

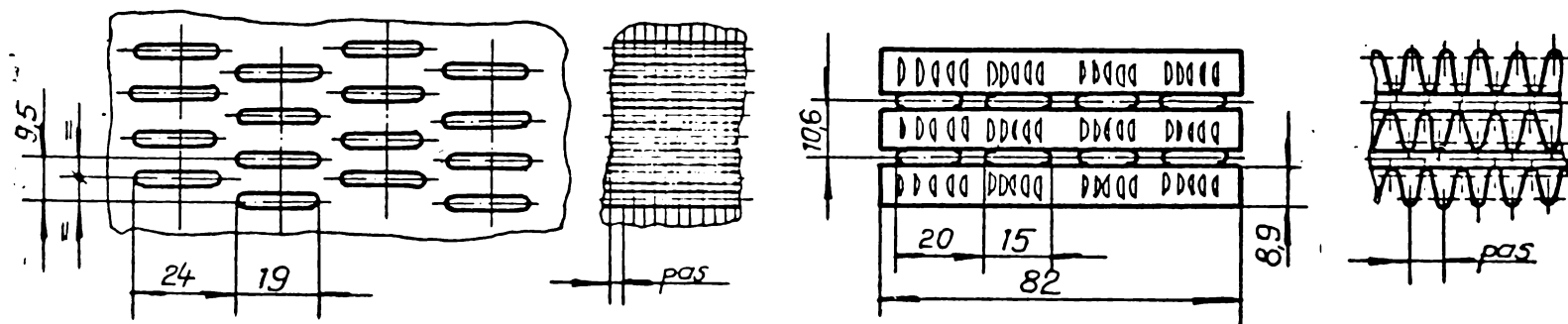
În cadrul acestei grupe au fost testate trei variante constructive, a căror caracteristici sînt prezentate în figură 7.8 astfel:

A - Tip 664.ool cu aripioare din cupru drepte.

B - Tip 664.ool/I cu aripioare din aluminiu cu geometrie variabilă.

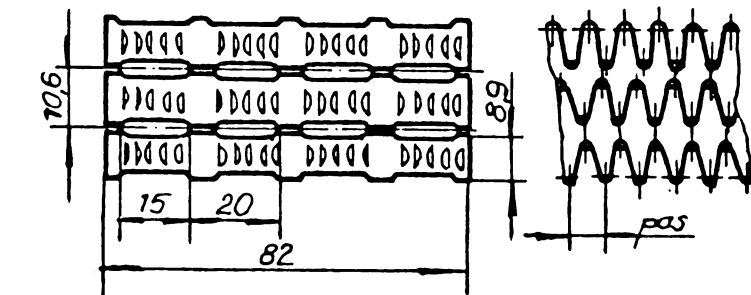
B - Tip 664.ool/II cu aripioare din aluminiu cu geometrie variabilă.

Rezultatele măsurătorilor și calculelor sînt prezentate tabelar în listinguri la anexa 6.



A. Schimbător de căldură ARO 24 reper 664 cu aripioare drepte din cupru.

B. Schimbător de căldură ARO 24 reper 664/I cu aripioare ondulate din cupru.



C. Schimbător de căldură ARO 24 reper 664/II cu aripioare ondulate din aluminiu cu geometrie variabilă.

Figură 7.8 Variante constructive ale modulelor testate pentru autoturismul de teren ARO.

În figura 7.9 este reprezentată variația coeficientului global de schimb de căldură k în funcție de viteza apei, ceilalți parametri rămânând constanți.

Îmbinările s-au realizat cu procedeele termodecapant, modulele fiind testate pe instalația din figura 6.1.

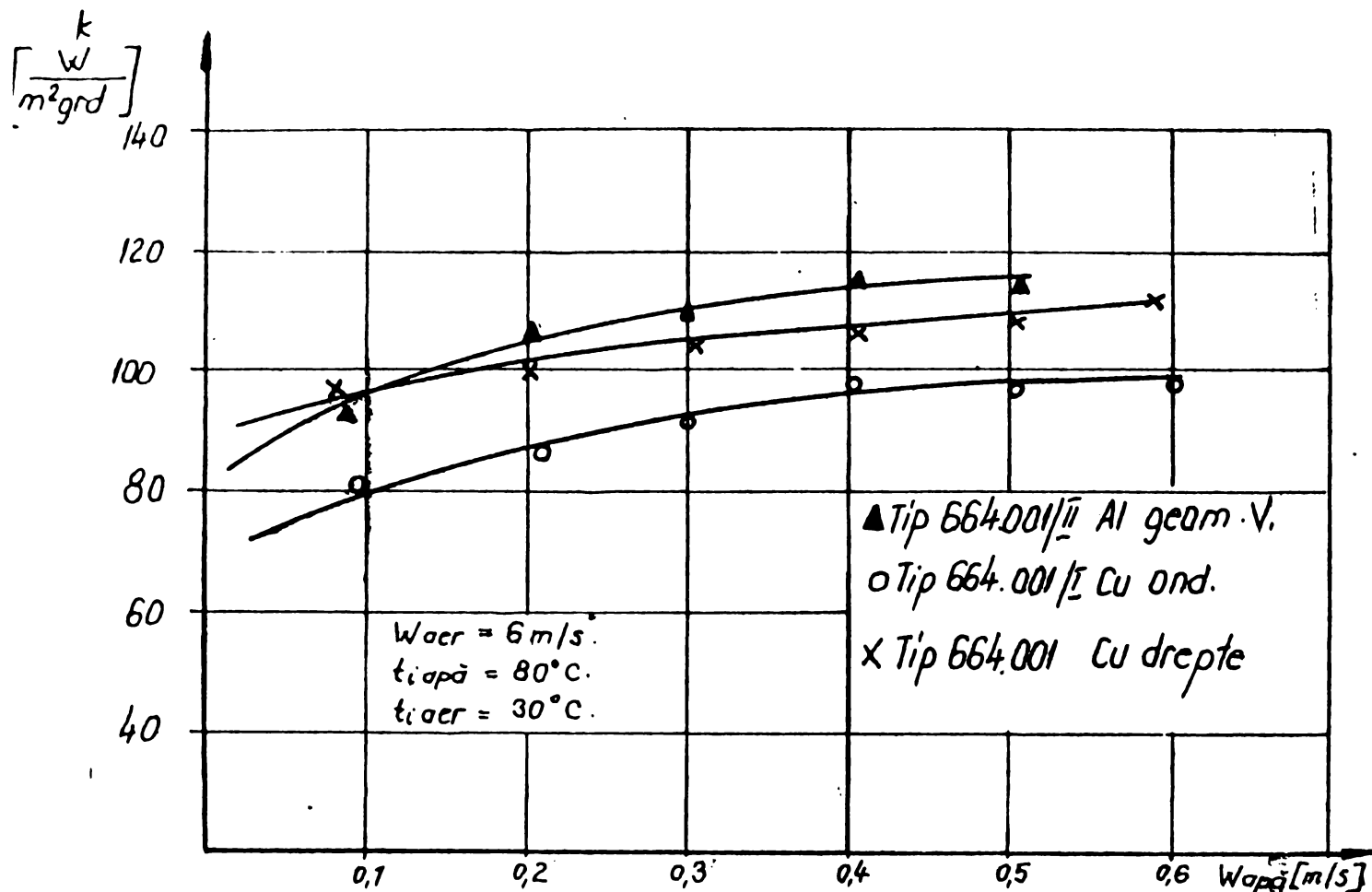


Figura 7.9 Dependența funcției $k = f(W_{ap\grave{a}})$

Dependența este asimptotică, iar construcția cu aripioare din aluminiu cu geometrie variabilă este și în acest caz superioară celorlalte construcții.

Figura 7.10 reprezintă variația coeficientului global de schimb de căldură k funcție de viteza aerului la aceleași tipuri constructive A, B, C, avînd deasemenea îmbinările realizate prin procedeele termodecapant, iar testarea efectuată pe standul de încercări prezentat în figura 6.1

Dependența este liniară, iar superioritatea

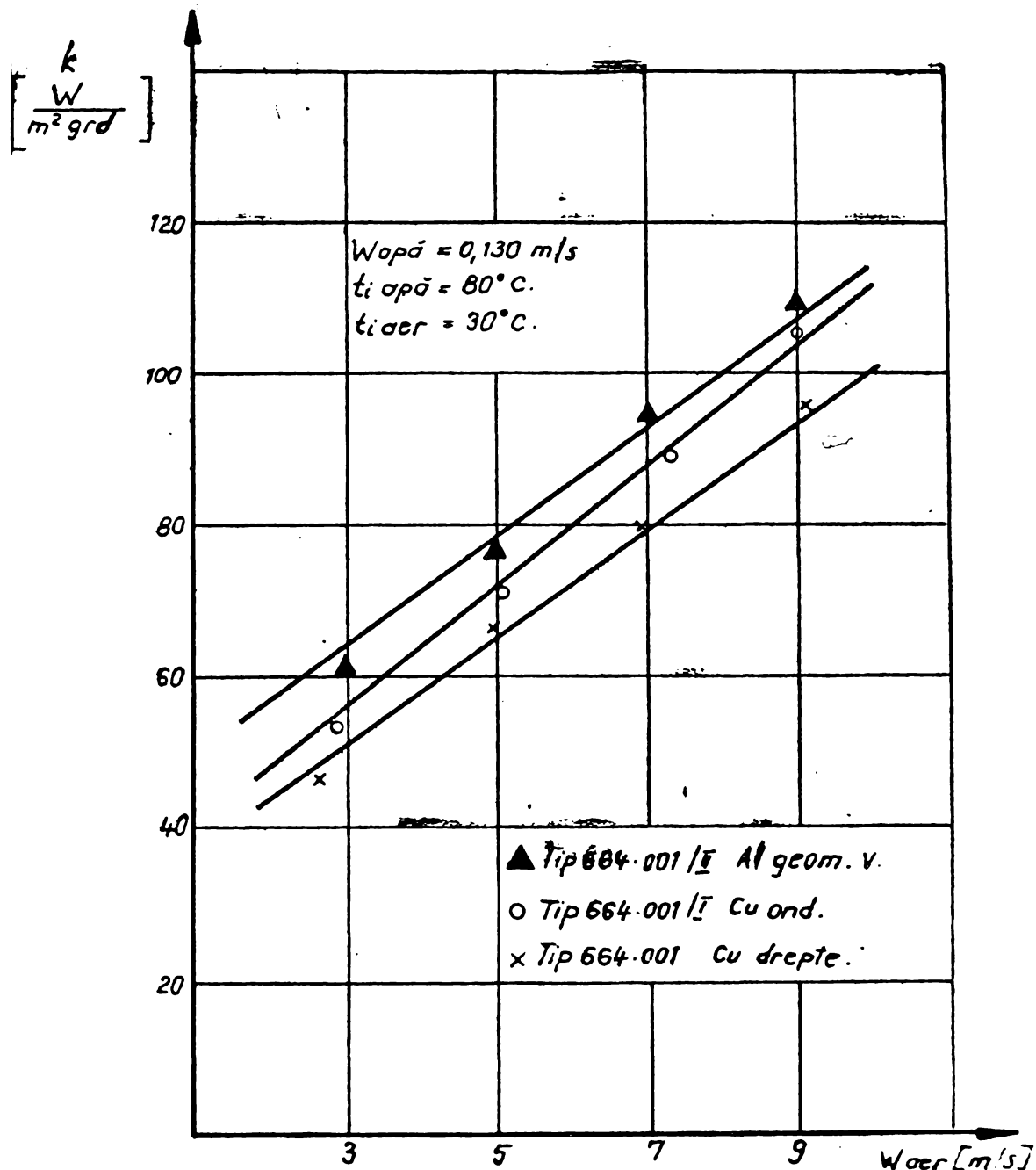


Figura 7.10 Dependența funcției $k = f(W_{aer})$

construcției cu aripioare din aluminiu cu geometrie variabilă este evidentă, în raport cu celelalte construcții uzuale.

Diagrama din figura 7.11 reprezintă grafic, variația căderii de presiune pe circuitul apei în raport cu viteza acestuia.

Din interpretarea diagramei rezultă că modulul avînd aripioarele din aluminiu cu geometrie variabilă prezintă pierderile hidraulice minime în raport cu celelalte construcții uzuale.

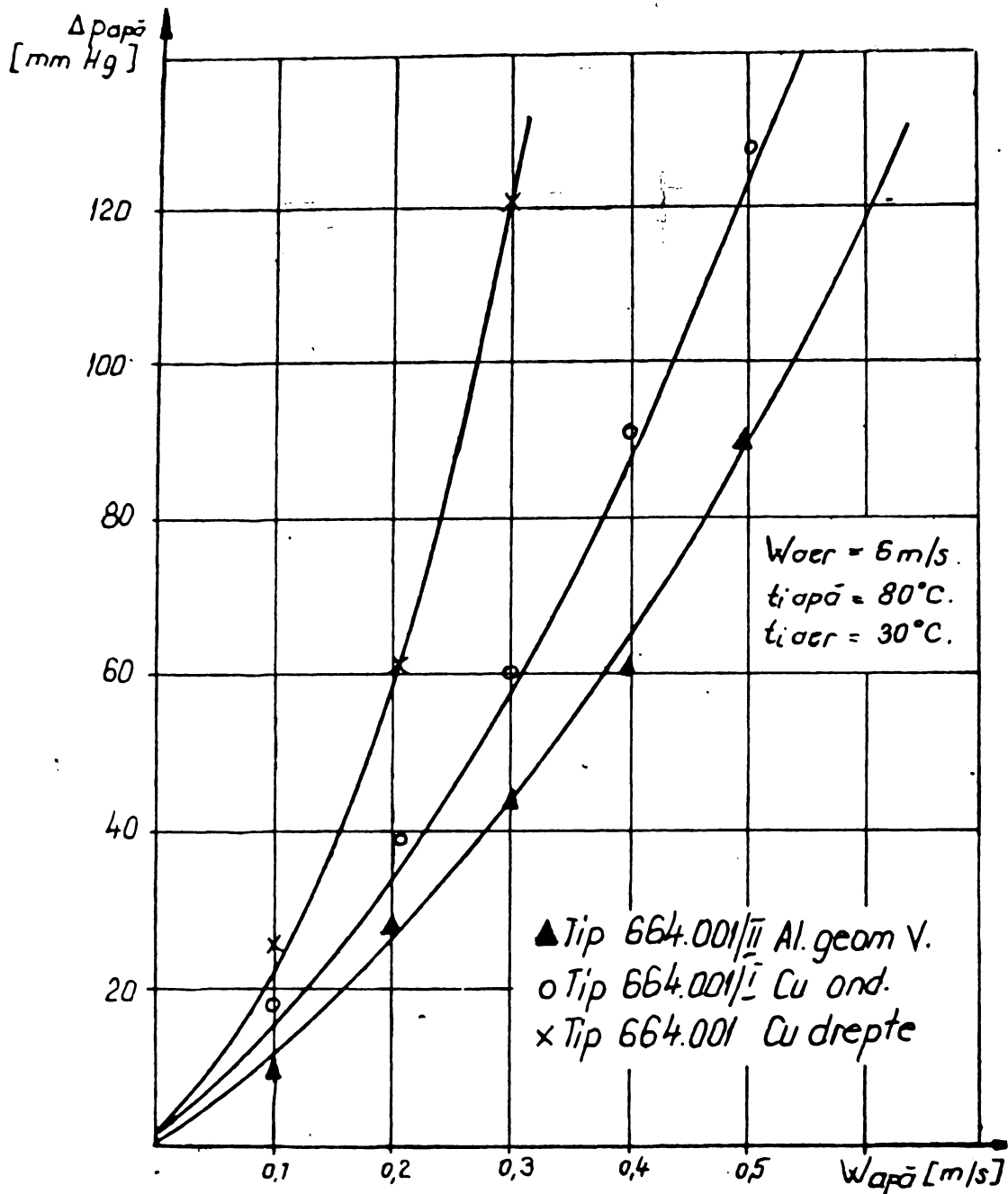


Figura 7.11 Dependența funcției $\Delta p_{ap\grave{a}} = f(W_{ap\grave{a}})$

Diagrama din figura 7.12 reprezintă grafic variația căderii de presiune a aerului, funcție de viteza acestuia pentru aceleași construcții A, B, și C realizate prin procedeul termodecapant și testate pe tunelul din figura 6.1.

Din analiza diagramei rezultă că modulele avînd aripioare din aluminiu cu geometrie variabilă înregistrează cea mai înaltă rezistență, construcția de tipul aripioare din cupru ondulate fiind mai bună.

Acest lucru l-a făcut pe autor să-și propună modificarea actualei geometrii testate pentru acest produs.

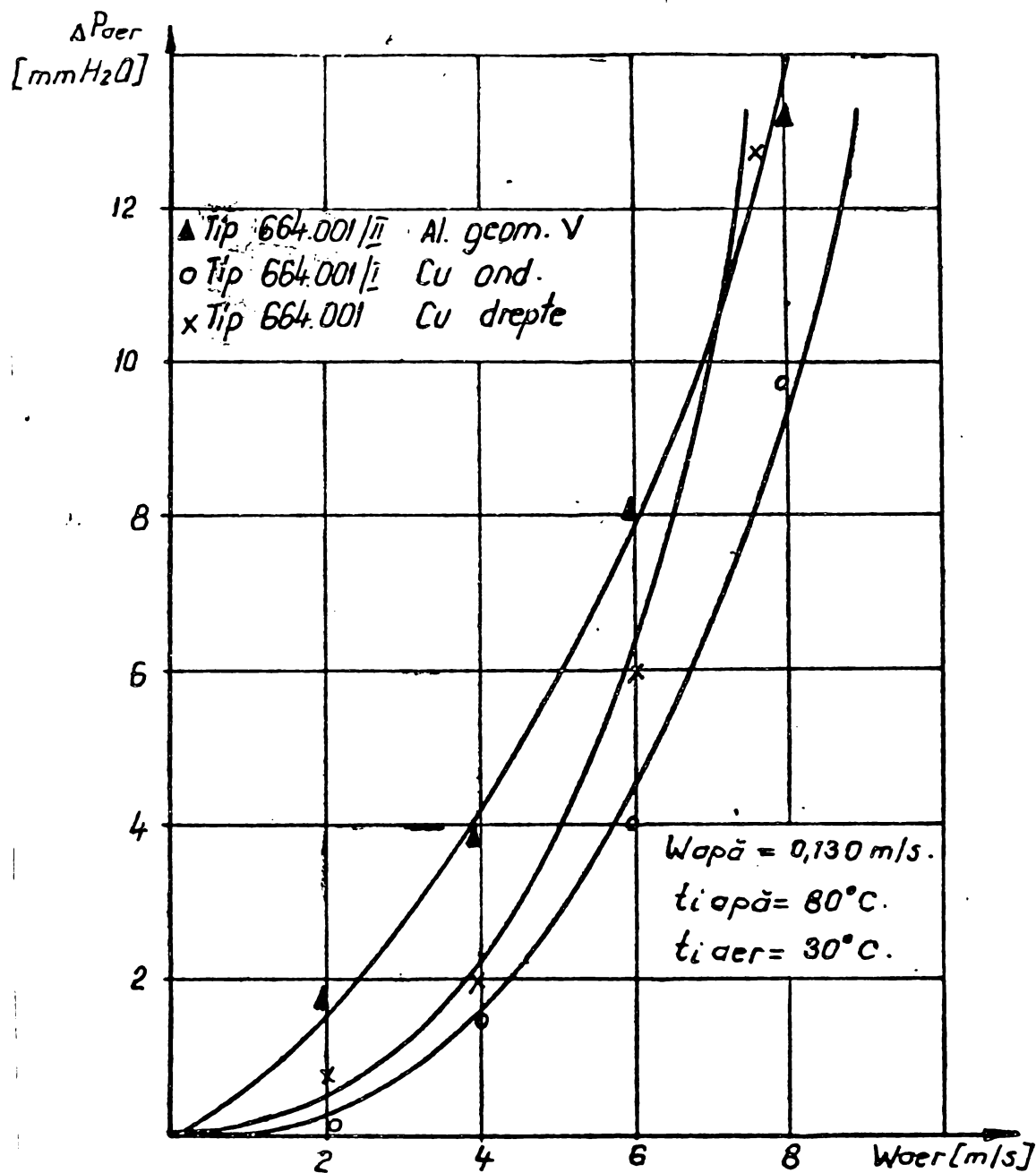


Figura 7.12 Dependența funcției $\Delta P_{aer} = f(W_{aer})$

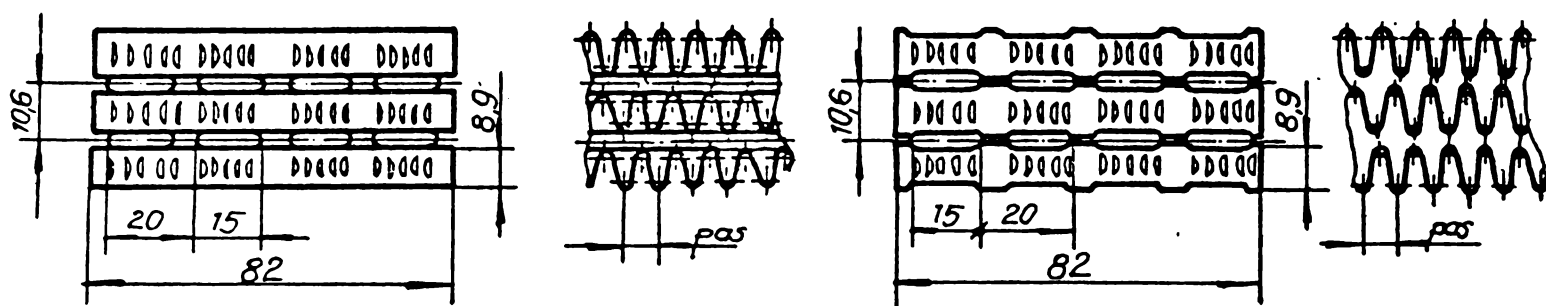
Înainte de a trece la fabricația de serie deși schimbătorul a fost omologat corespunzător și în actuala construcție. Concluzionînd pe scurt, rezultă că și în grupul acestor schimbătoare construcția cu aripioare din aluminiu cu geometrie variabilă, dă cele mai bune rezultate.

7.3.3 Schimbătoare de căldură pentru încălzirea autoutilitarea T V - 12.

În cadrul acestei grupe, au fost testate două variante constructive, a căror caracteristici sînt prezentate în figura 7.13 astfel:

A - Tip 598.001/II cu aripioare din alamă ondulate.

B - Tip 598.001/IV cu aripioare din aluminiu cu geometrie variabilă.



A. Schimbător de căldură TV12
reper 598-001/II cu aripioare ondulate
din alamă

B. Schimbător de căldură TV12
reper 598-001/IV cu aripioare din
Al. cu geometrie variabilă

Figura 7.13. Variante constructive ale modulelor testate pentru autoutilitară TV -12.

Rezultatele măsurărilor și calculelor sînt prezentate tabelar în listingurile la anexa 7 .

În figura 7.14 este reprezentată variația coeficientului global de schimb de căldură k în funcție de viteza apei, ceilalți parametri rămînînd constanți.

Imbinările s-au realizat prin procedeul termodecapant, modulele fiind testate pe tunelul din figura 6.1.

Dependența este asimptotică, iar construcția cu aripioare din aluminiu cu geometrie variabilă este superioară celeilalte.

Figura 7.15 reprezintă variația coeficientului global de schimb de căldură k funcție de viteza aerului la aceleași tipuri A și B realizate prin procedeul termodecapant și testate în tunelul prezentat în figura 6.1.

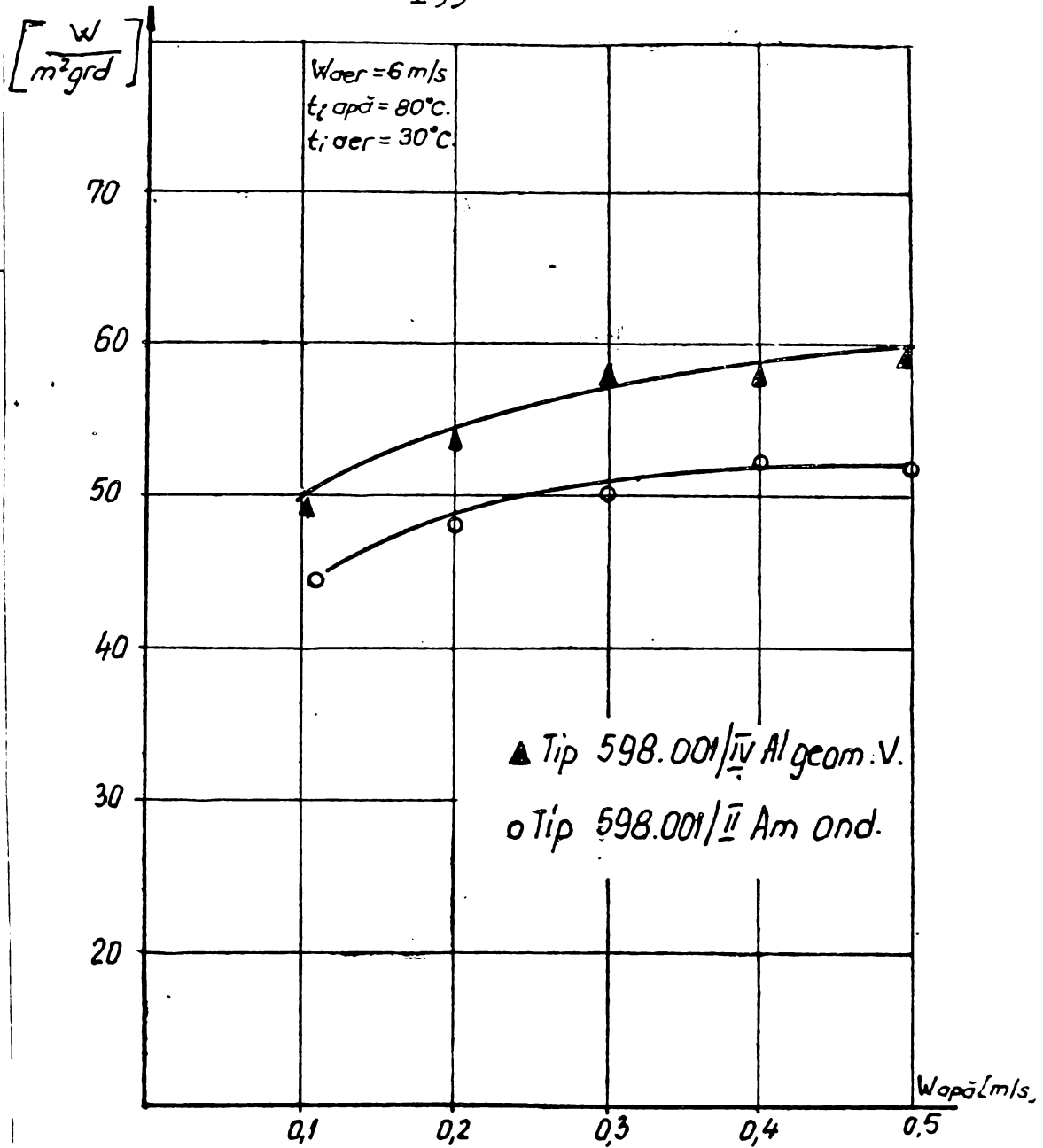


Figura 7.14 Dependența funcției $k = f(W_{ap\grave{a}})$

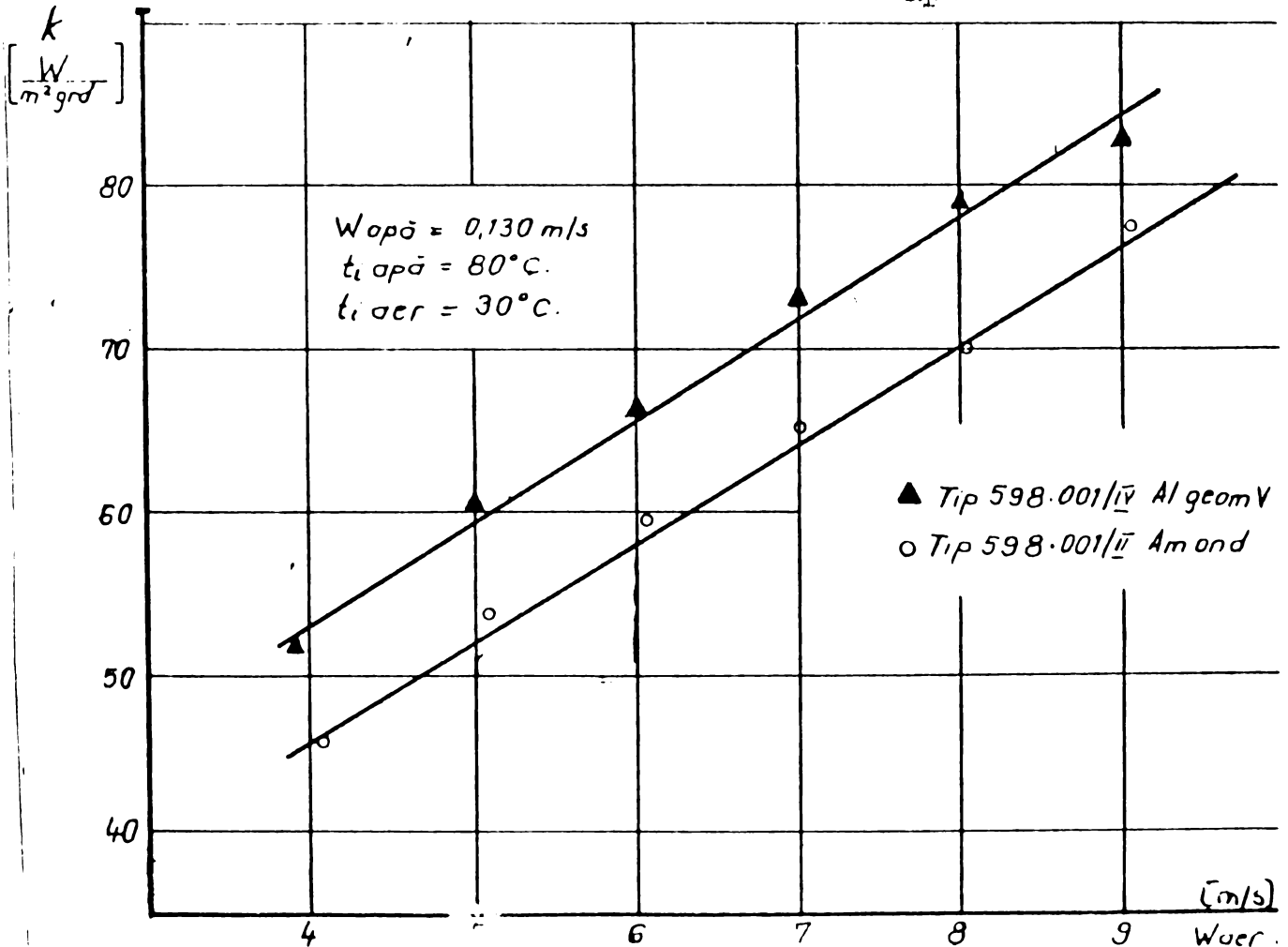


Figura 7.15 Dependența funcției $k = f(W_{aer})$

Dependența este liniară, construcția modulului cu aripioare din aluminiu cu geometrie variabilă este cu 20 % mai superioară decât cealaltă construcție.

Diagrama din figura 7.16 reprezintă grafic, variația căderii de presiune pe circuitul apei în raport cu viteza acestuia.

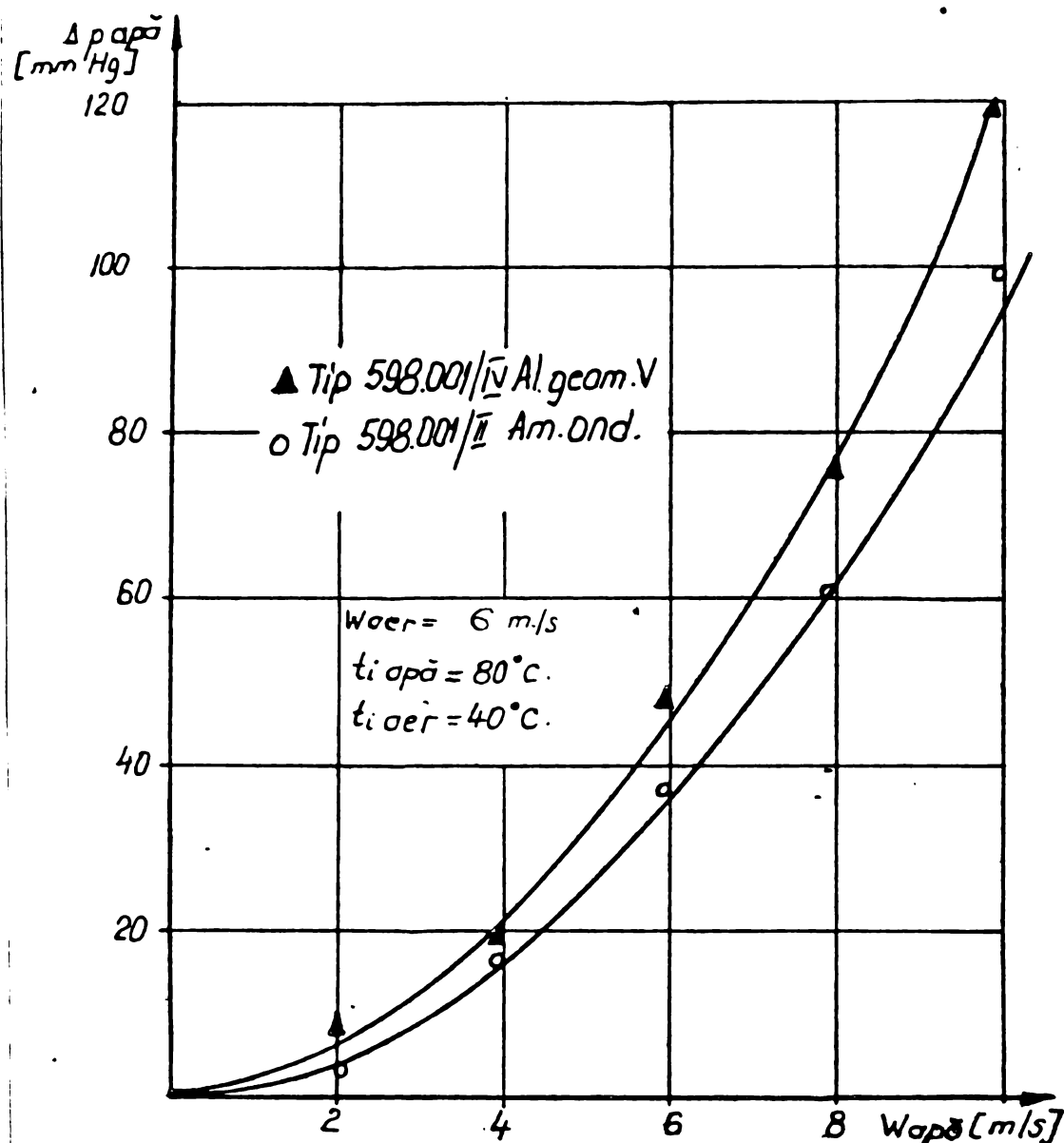


Figura 7.16 Dependența funcției $\Delta p_{ap\acute{a}} = f(W_{ap\acute{a}})$

Din analiza diagramei rezultă că rezistența hidraulică minimă este realizată de construcția aripioarelor ondulate din alamă însă la mică diferență de construcția din aluminiu cu geometrie variabilă produsul asigurând acoperitor funcționalitatea pe motor a putut fi omologat.

Diagrama din figura 7.17 reprezintă grafic variația căderii de presiune a aerului funcție de viteza

acestua pentru construcțiile A și B realizate în mediul termodecapant și încercat pe tunelul din figura 6.1

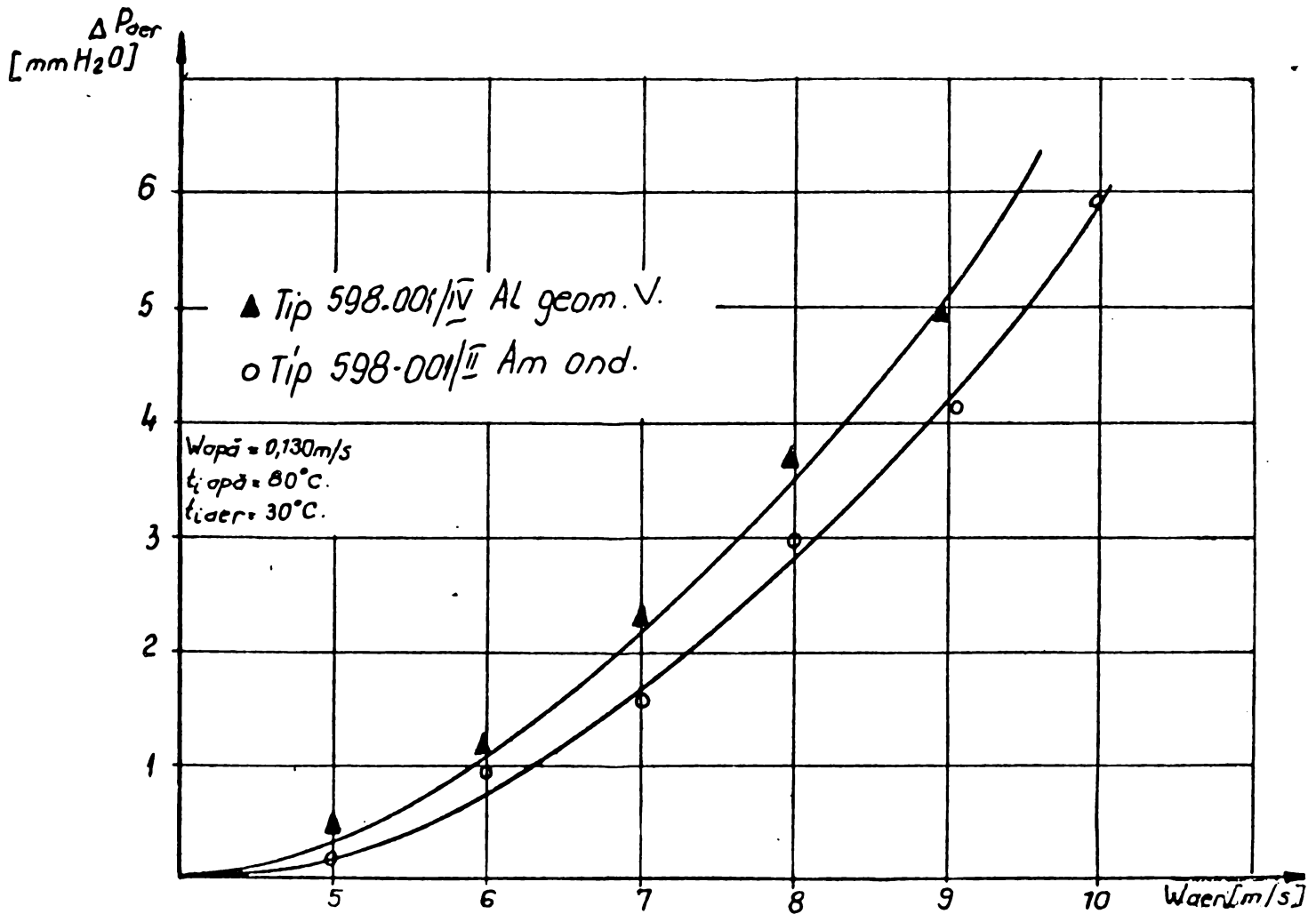


Figura 7.17 Dependența funcției $\Delta p_{aer} = f(W_{aer})$

Si din analiza acestei diagrame rezultă că modulele avînd construcția ondulată din alamă au o pierdere de presiune mai mici însă foarte apropiată de construcția din aluminiu cu geometrie variabilă, produsul fiind omologat.

Ca o scurtă concluzie pentru toate grupele prezentate, coeficientul de schimb de căldură k este superior la construcțiile din aluminiu cu geometrie variabilă în raport cu celelalte construcții, ceea ce le recomandă de la sine.

Diferențele mici înregistrate la căderile de presiune nu justifică modificarea geometriilor găsite deși autorul și-a propus-o pentru fabricația produsului de serie la autoutilitare.

7.4 SCHIMBĂTOARE DE CALDURĂ CU GEOMETRIE VARIABILĂ DIN ALUMINIU, CONCEPTE PROPRIE PENTRU ECHIPAREA POMPELOR TERMICE.

Pompele de căldură sînt instalații termice cu ciclu invers, destinate valorificării potențialului termic al surselor cu temperaturi variabile în raport cu ale mediului ambiant.

Pe lîngă alte elemente, pompa termică prezentată în figura 7.18 este echipată cu două schimbătoare de căldură cu geometrie variabilă, originală prin concepție, brevet [5] și [112] conferind instalației o mare suplețe și randament sporit.

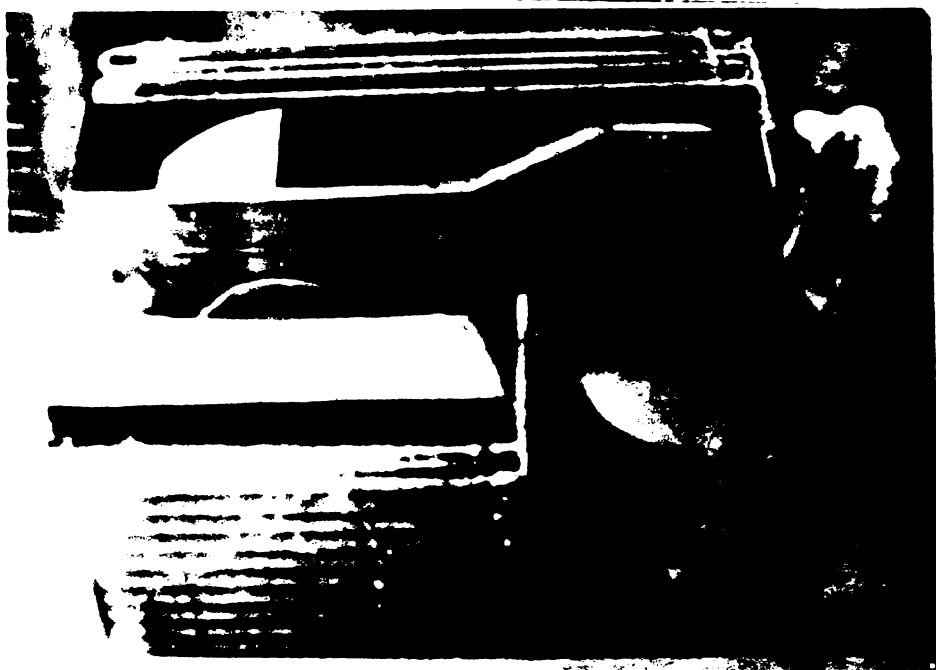


Figura 7.18 Pompă termică.

Schimbătorul astfel conceput, în serpentine continue, cu coturi mici și aripioare lamelare figura 7.1, asigură un schimb termic superior în raport cu alte construcții.

În figura 7.19 este reprezentat un astfel de schimbător.

Faptul că geometria constructivă a schimbătorului a întrunit majoritatea elementelor rezultate din concluziile experimentărilor efectuate, au făcut ca rezultatele să întrecă așteptările.

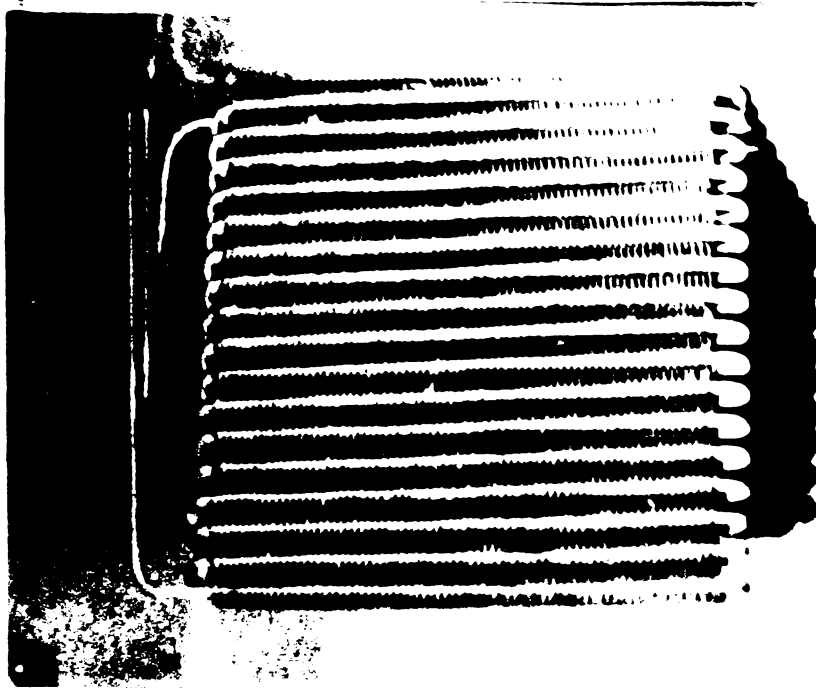


Figura 7.19 Schimbător de căldură cu geometrie variabilă din aluminiu.

Tot ca urmare a cercetărilor și experimentărilor efectuate de autor și prezentate în capitolele anterioare au fost realizate mai multe tipuri de schimbătoare cu geometrie variabilă, utilizând aripioarele de concepție proprie, prezentate în figura 7.2.

Schimbătoarele de căldură realizate în aceste construcții, sînt prezentate în figura 7.20 fiind testate pe mai multe variante constructive, de material și de îmbinare.

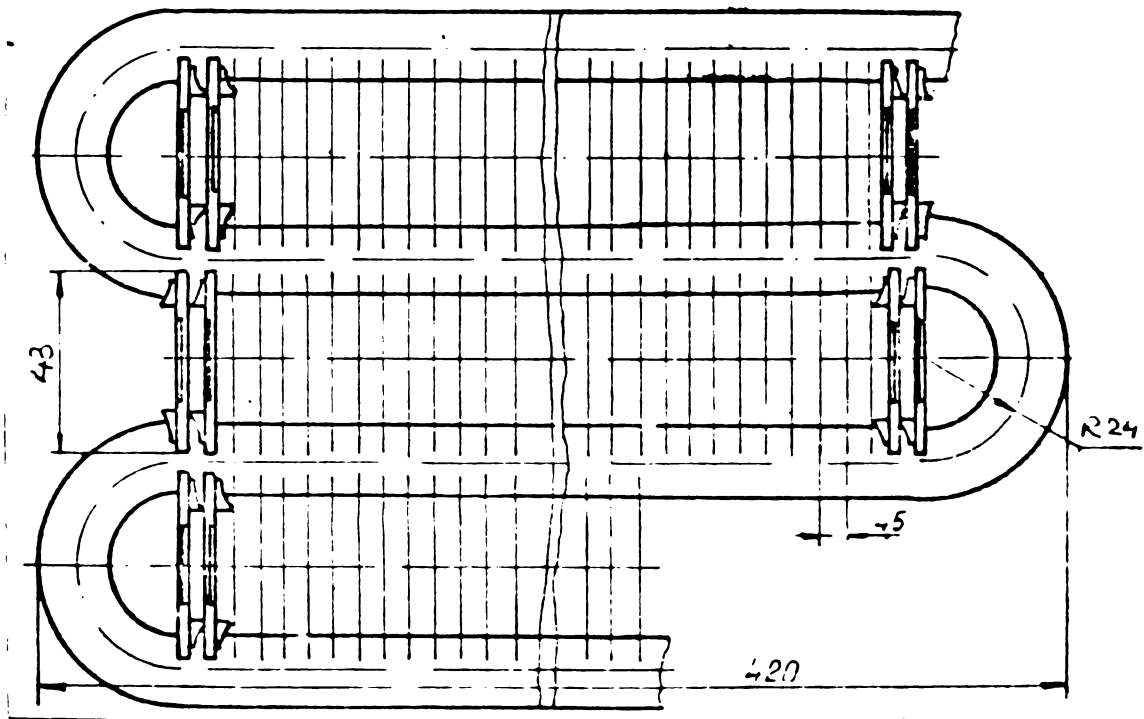


Figura 7.20 Modul de schimbător de căldură cu geometrie variabilă. - // -

Incercările s-au făcut pe 4 variante constructive conform tabelului 7.1 de mai jos:

Tabela 7.1

Variante Detalii	Varianta I	Varianta II	Varianta III	Varianta IV
Tuburi	Cupru	Cupru	Cupru	Aluminiu
Aripioare	Aluminiu nervurate	Aluminiu nervurate	Aluminiu nervurate	Aluminiu ondulate
Număr de aripioare	406	432	420	Serpentine
Tehnologie de lipire îmbinare		extrudare pronunțată	extrudare medie+lipire	mediu ter- modecapant
Suprafața frontală $A_m [m^2]$	0,0493	0,0483	0,0487	0,0820
Suprafața totală $S_m [m^2]$	10,93	11,59	11,29	11,20
Agent termic	Freon F_{12} și F_{22}	Freon F_{12}	Freon F_{12}	Freon F_{12}

Schimbătoarele de căldură au fost puse să funcționeze în regimuri diferite funcție de sezon astfel:

- A - CA POMPA TERMICA în regim de iarnă, avînd ciclul:
condensator - baterie interioară - vaporizator -
baterie exterioară.
- B - CA MASINA FRIGORIFICA în regim de vară, cu ciclul:
condensator - baterie exterioară - vaporizator -
baterie interioară.

Bateriile interioare și exterioare, constituind cele două schimbătoare de căldură cu geometrie variabilă ale agregatului.

Si în acest caz s-a plecat de la ecuațiile generale ale schimbului de căldură prezentate în capitolul 6.

Modulele prezentate în tabela 7.1 au fost încercate termic și hidraulic pe instalațiile experimentale prezentate în figurile 7.21 și 7.22 acoperînd toată gama

de funcționare a agregatului.

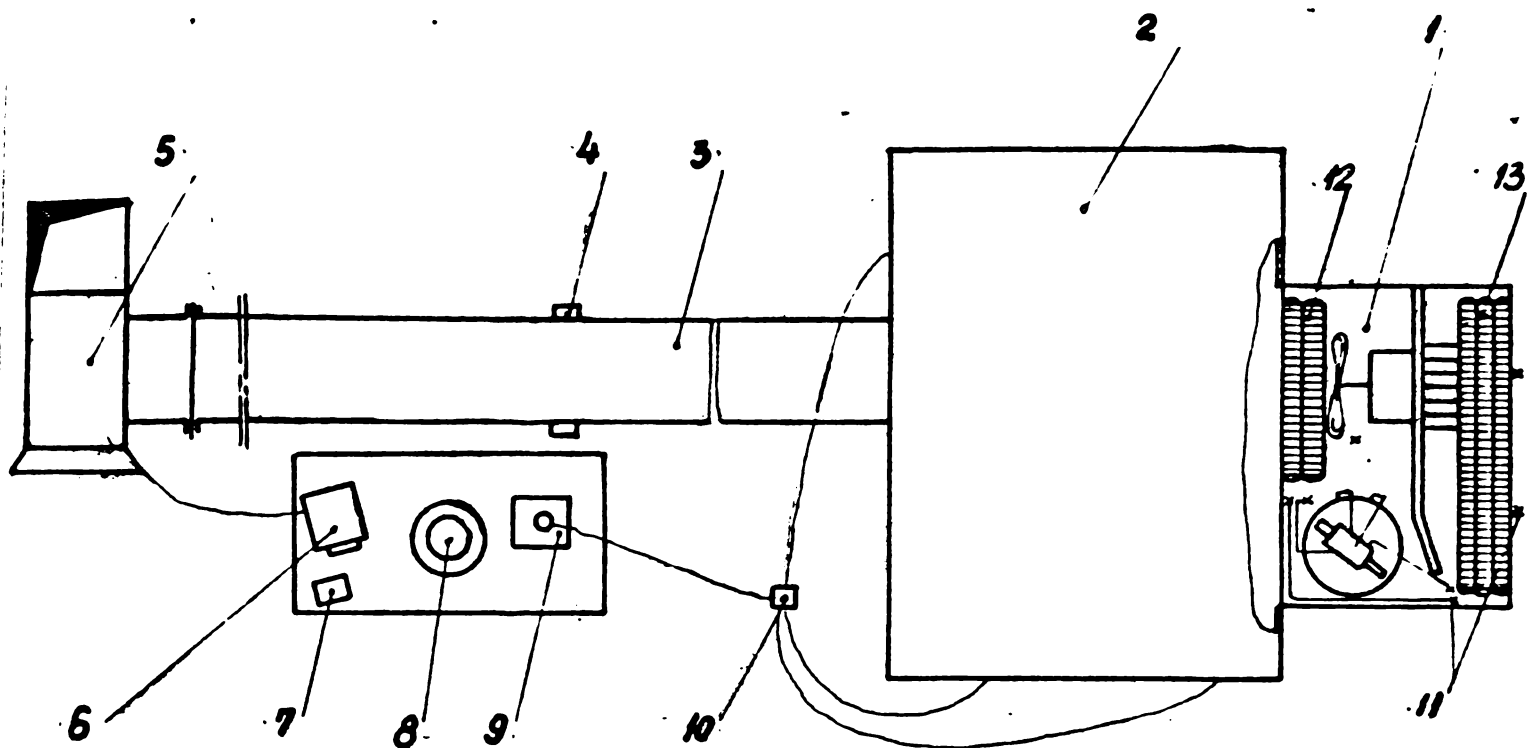


Figura 7.21 Instalație experimentală pentru testări termice și hidraulice ale schimbătoarelor pompei termice

Instalația din figura 7.21 se compune dintr-o: cameră de amestec (2), conectată la prizele pentru presiunea statică (10) la micromanometru Schiltknecht (9) la care se atașează gura de rețulare a schimbătoarelor (12) (13) de căldură din pompa termică (1) a cărei performanță se măsoară; o tubulatură (3) de 12 m lungime și un diametru de ϕ 300 mm, la a cărei extremitate se află un ventilator -exhaustor (5) precum și un generator cu turația variabilă (6).

Măsurarea temperaturilor se realizează prin intermediul termometrelor cu mercur având domeniul de măsurare între -25°C și $+50^{\circ}\text{C}$ cu o precizie de $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$, spălate ne-mijlocit de curentul de aer, precum și de termocuple din cromel-Alumel cu precizia de $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$.

Pentru asigurarea stabilizării regimului termic, termocuplele sînt centralizate la un înregistrator tip FFA

cu 6 canale (7). Pentru măsurarea debitelor se folosește diafragma (4) racordată la micromanometrul DEBRO (8), având precizia de $\pm 0,01$ mm coloană H_2O . Punctele de măsură pentru termocuple sînt redată prin „x” (11).

Pentru măsurarea umidității relative a aerului, s-au folosit higrometre cu tije avînd precizia de 10 %.

Pe această instalație s-au efectuat măsurători hidraulice pentru fiecare variantă precum și măsurători termice funcție de variația fluxului masic.

Pe instalația din figura 7.22, s-au efectuat măsurători termice, la temperaturi exterioare scăzute.

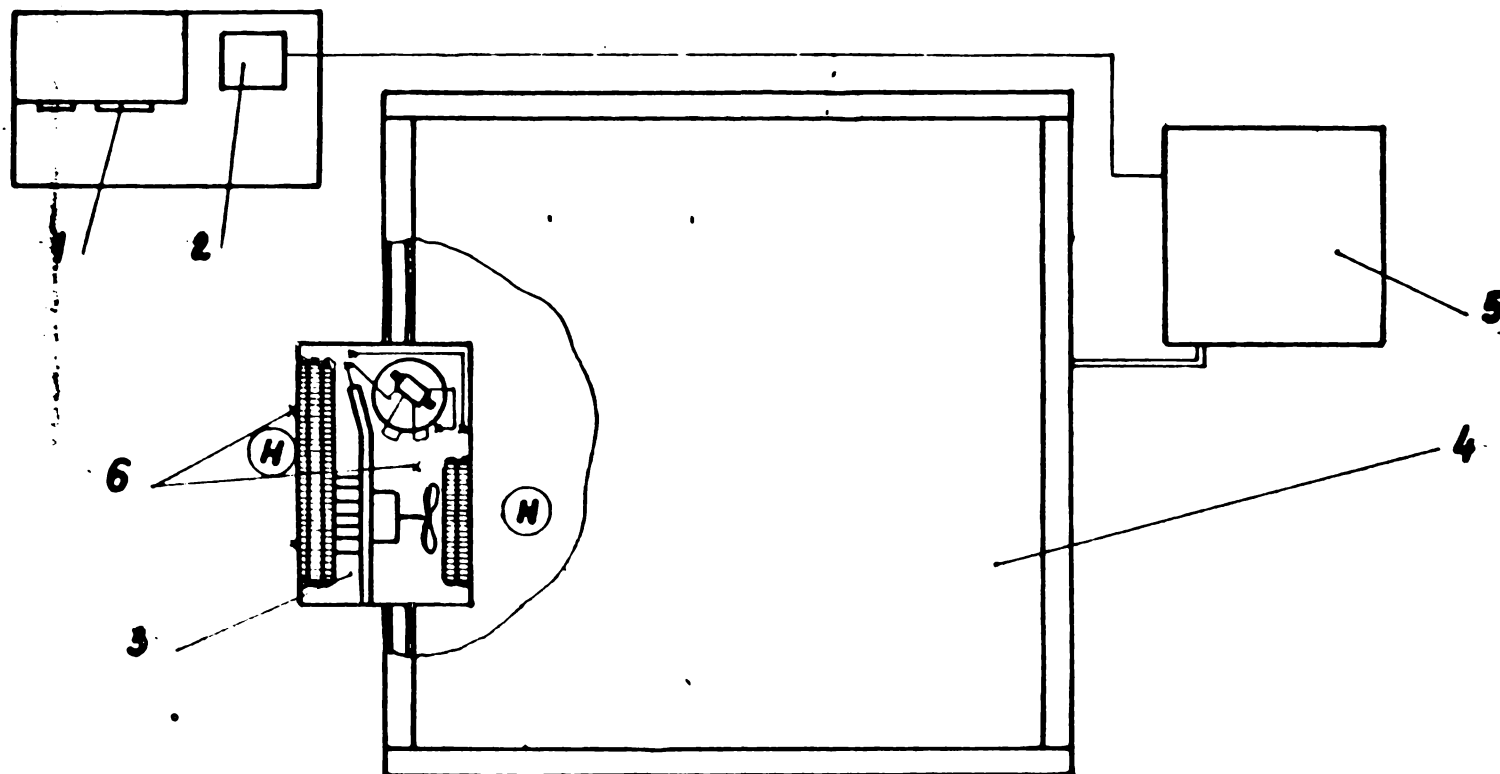


Figura 7.22 Instalație experimentală pentru testări termice la temperaturi exterioare scăzute.

Instalația este compusă dintr-o cameră frigorifică (4) de tip CFD avînd un volum de 8 m³, în care s-a încorporat pompa termică (5).

Camera frigorifică este racordată la grupul frigorific (5) prin intermediul panoului de comandă electric (2).

Termometrele și termocuplele, identice cu cele din dotarea instalației prezentate în figura 7.21, sînt centralizate la un înregistrator cu douăsprezece puncte (1) de tip Ultrakust

Prin „x” sînt notate punctele de măsură (6) pentru termocuple.

Umiditatea aerului este de asemenea măsurată cu higrometre cu tijă H, avînd o precizie de 10%.

Pentru calculul debitelor de aer, s-au utilizat datele obținute pe instalațiile 7.21 și 7.22 de mai sus și utilizîndu-se relația:

$$G_{vol} = \alpha \xi \frac{\sqrt{1}}{4} d^2 \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad [m^3/s] \quad (7.1)$$

în care:

$$\alpha \xi \frac{\sqrt{1}}{4} d^2 \sqrt{2} = C$$

C - este constanta diafragmei = 177,5 prezentată în anexa 8.

Δp - diferența de presiune citită pe manometrul Debro

ρ - densitatea aerului în $[N/m^3]$ se alege tabelar,

în funcție de temperatura și umiditatea aerului ce trece prin diafragmă.

Stabilirea variației coeficientului global de schimb de căldură, funcție de fluxul masic se face cu relația:

$$k = f(w\rho) \quad \text{unde} \quad w = \frac{G}{A \cdot 3600}$$

Stabilirea variației pierderii de presiune prin schimbător, funcție de fluxul masic se face cu relația:

$$\Delta p = f(w\rho)$$

Cercetările s-au efectuat prin măsurători aeraulice și termice pentru diferitele variante de schimbător -vaporizator instalate pe aceeași pompă termică.

Prima variantă cercetată, este reprezentată de un schimbător de căldură, format dintr-un tub de cupru în serpentină figura 7.20 și aripioare din aluminiu figura 7.2 îmbina-

te prin lipire.

Cu această variantă, s-au efectuat experimentări, atât în camera frigorifică (pompa termică fiind echipată cu un compresor capsulat de proveniență RPB după licență japoneză) cât și în instalația de măsurători aeraulice.

Experimentările s-au efectuat atât cu freon 12 (CF_2Cl_2) cât și cu Freon 22 (CHF_2Cl)

Temperaturile exterioare minime la care s-a încercat această variantă de schimbător în rol de vaporizator au fost de $-10^{\circ}C$, constatându-se cu satisfacție că lipitura aripioară-tub a rămas intimă. Transferul de căldură făcându-se corespunzător. Performanțele termice și aeraulice ale pompei de căldură echipată cu această variantă de vaporizator sînt redată în diagrama din figura 7.23.

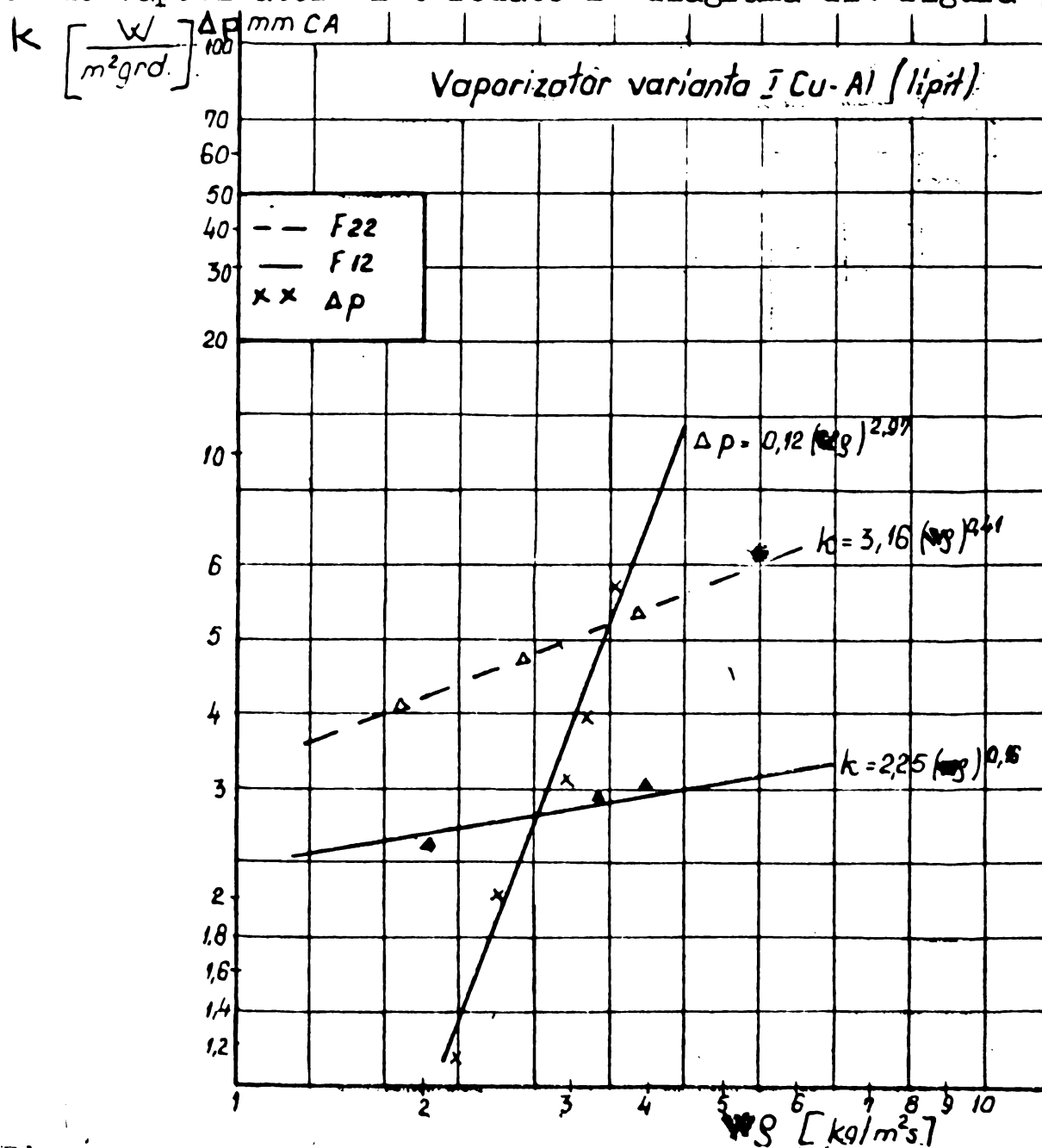


Figura 7.23 Performanțele grafice $k = f(w_g)$ și $\Delta p = f(w_g)$ pentru varianta 1. - // -

A doua variantă de vaporizator o reprezintă un schimbător de căldură, realizat din tuburi cilindrice din cupru și aripioare din aluminiu. Imbinarea acestora fiind realizată prin extrudarea tuburilor de cupru [11], [21], [22], [23], cu aripioare din aluminiu. În acest caz contactul aripioară-tub se face numai prin deformarea mecanică la rece, a tuburilor de cupru, urmărindu-se în acest fel presiunea de contact prin ambutisarea aripioarei de aluminiu figura 7.2. Experimentările s-au efectuat în aceleași condiții ca în varianta precedentă utilizându-se ca agent Freon F₁₂ figura 7.24 prezentată grafic varianta II.

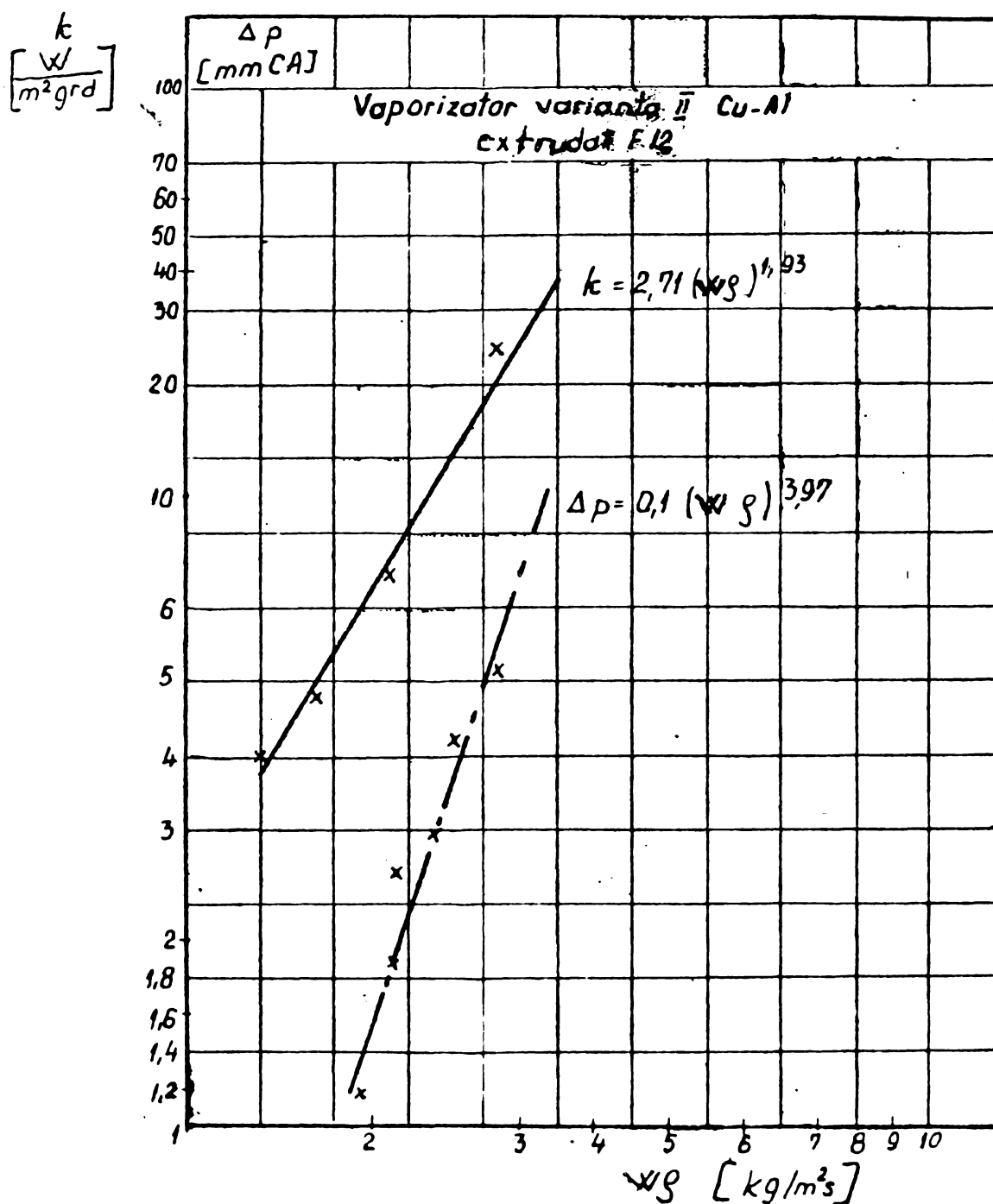


Figura 7.24 Performanțele grafice $k = f(w_g)$ și $\Delta p = f(w_g)$ pentru varianta II.

Cea de a treia variantă de vaporizator o reprezintă un schimbător de căldură realizat din tuburi cilindrice de cupru și aripioare din aluminiu, la care s-a executat o extrudare medie a tuburilor iar aripioarele au fost consolidate prin lipire pe tuburi. În această variantă, contactul aripioară - tub se face combinat, atât prin deformare mecanică cât și prin lipire. Diagrama performanțelor e dată în figura 7.25.

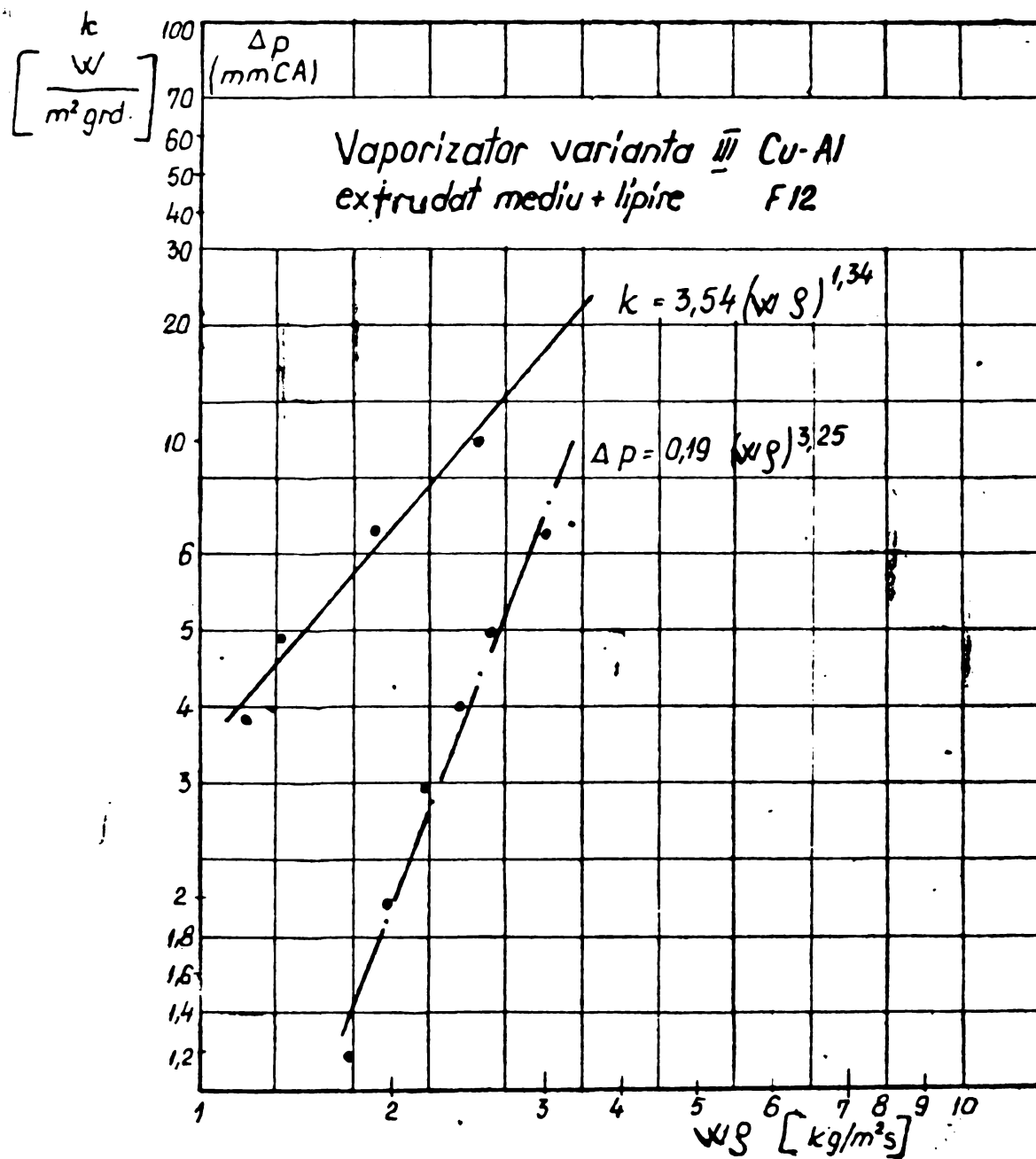


Figura 7.25 Performanțele grafice ale lui $k = f(w_g)$ și $\Delta p = f(w_g)$ pentru varianta a III-a.

Varianta a IV-a de vaporizator, este realizată dintr-un tub continuu serpentină din aluminiu de formă originală sinusoidală cu geometrie variabilă figura 7.1,

lipite tangențial pe generatoarea tubului după metoda IRC
 [3], [4], [5], [6], [99], [19], [112], [113], [121].

Performanțele termice și aeraulice obținute cu acest vaporizator din aluminiu sînt prezentate în diagrama din figura 7.26.

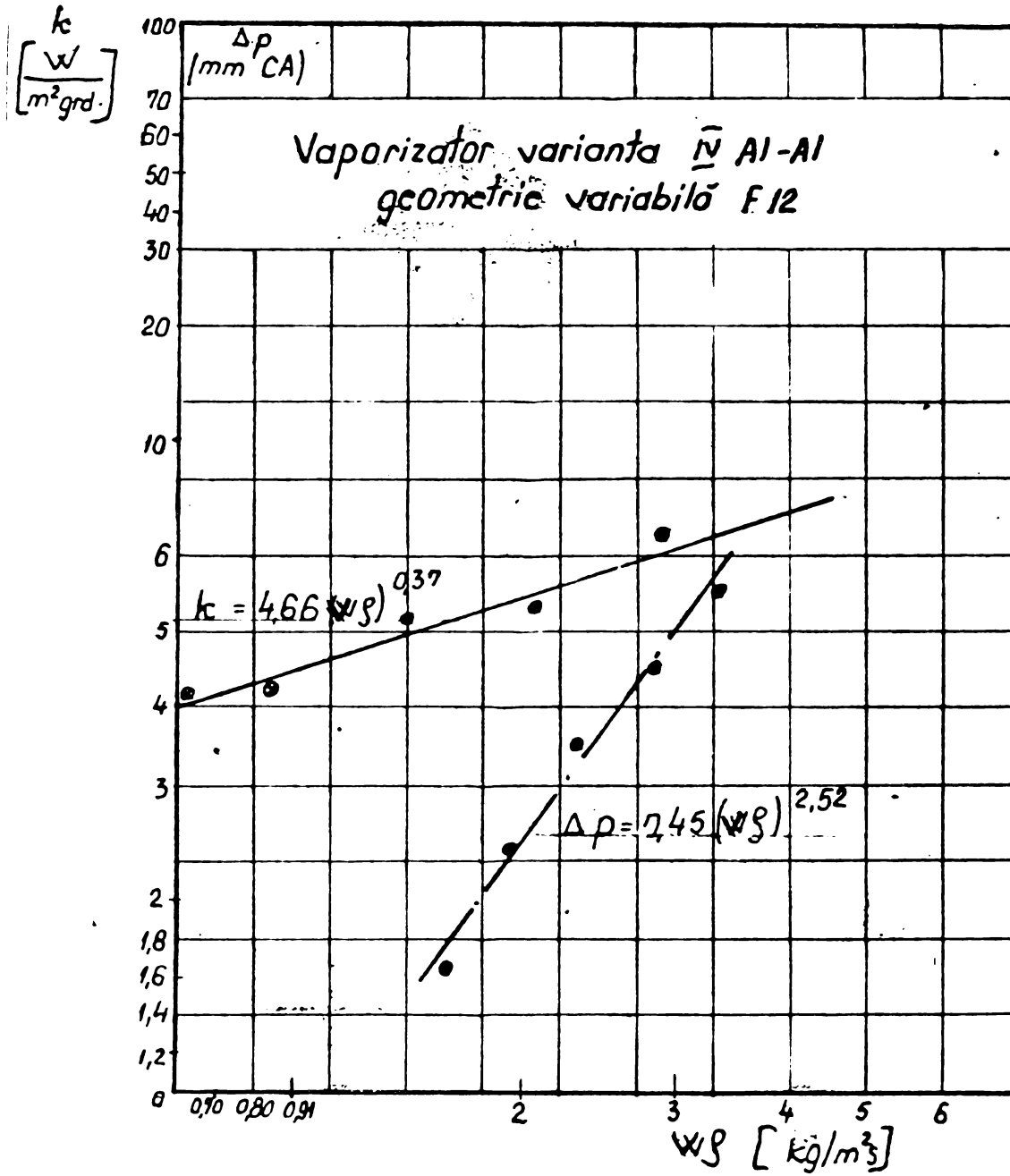


Figura 7.26 Performanțele termice și aeraulice $k = f(w_g)$ și $\Delta p = f(w_g)$ pentru varianta IV.

În toate variantele de vaporizator, pompa termică a fost fixată pe instalația experimentală de măsurători aeraulice, la camera de amestec.

Fiind încărcată cu agent frigorific, pe instalație s-au efectuat măsurători de pierdere de presiune pentru

fiecare schimbător în parte.

După măsurarea pierderilor de presiune, s-a trecut la efectuarea măsurătorilor termice pe aceeași instalație. În acest caz pompa termică a fost montată cu refularea vaporizatorului la camera de amestec, mărindu-se treptat debitul de aer prin vaporizator, cu ajutorul ventilatorului exterior de pe instalație. Temperaturile aerului la intrarea și ieșirea în cele două schimbătoare s-au măsurat cu termometre având precizia de $0,1^{\circ}\text{C}$ iar temperaturile agentului frigorific cu patru termometre cu tije, amplasate pe aspirația și refularea fiecărui circuit [108].

Cu ajutorul acestor măsurători termice s-a determinat variația coeficientului global de schimb de căldură $k = \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{grd}} \right]$ în raport cu fluxul masic $w \rho \left[\frac{\text{Kg}}{\text{m}^2 \text{grd}} \right]$ prin vaporizator. După efectuarea acestor măsurători, s-a montat pompa termică cu vaporizatorul respectiv, pe camera frigorifică, verificându-se transferul de căldură aripioară-tub la un debit de aer constant și la diferite temperaturi exterioare scăzute (diferite temperaturi în camera frigorifică). Toate datele primare obținute prin măsurători și performanțele realizate au fost redată în anexa 8 și diagramele ridicate.

Pentru fiecare regim, s-au făcut mai multe măsurători, punctele înscrise în diagramă reprezentând media a patru citiri. În tabela 7.2 este prezentat un tabel comparativ al celor patru variante cercetate, care a stat la baza ridicării diagramei de eficiență.

Ridicând o diagramă comparativă pe baza tabelii 7.2, atât pentru variația coeficientului global de schimb de căldură $k = f(w \rho)$ figura 7.27 cât și pentru

dependența căderilor de presiune $\Delta p = f(w_g)$ figura 7.28 se vor putea comenta construcțiile tratate.

Tabela 7.2

Variante	Varianta I	Varianta II	Varianta III	Varianta IV
Detalii				
Coeficientul global de schimb de căldură k $\left[\frac{W}{m^2 \text{ grad}} \right]$	F_{12} $k = 2,25 (w_g)^{0,16}$	F_{12} $k = 2,71 (w_g)^{1,93}$	F_{12} $k = 3,54 (w_g)^{1,34}$	F_{12} $k = 4,66 (w_g)^{0,37}$
Căderea de presiune Δp $[mmH_2O]$	$\Delta p = 0,12 (w_g)^{2,97}$	$\Delta p = 0,1 (w_g)^{3,97}$	$\Delta p = 0,19 (w_g)^{3,25}$	$\Delta p = 0,15 (w_g)^{2,52}$

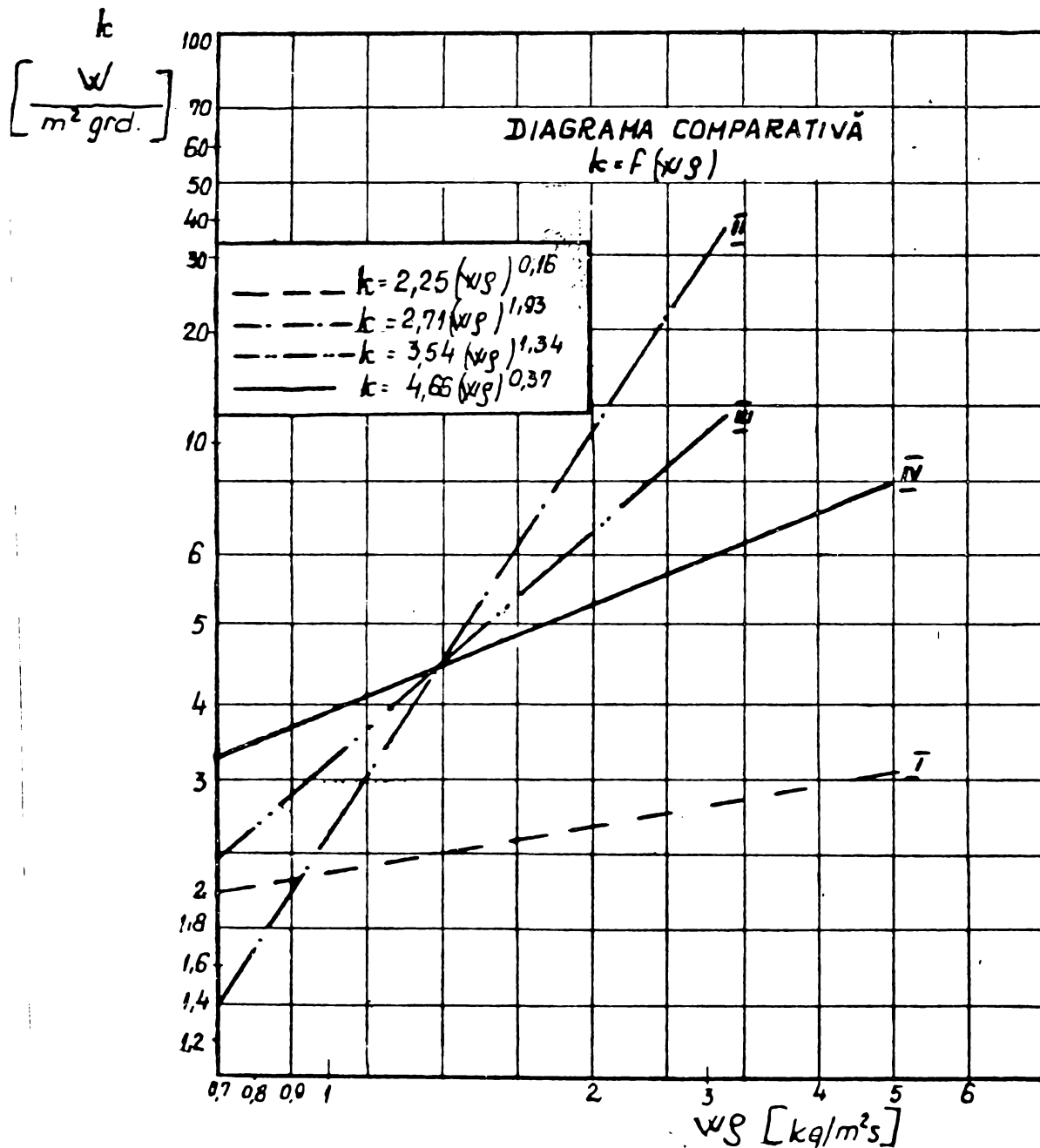


Figura 7.27 Diagrama comparativă a variației coeficientului global de schimb de căldură $k = f(w_g)$.

Dacă ar fi să analizăm diagrama doar din

punctul de vedere al coeficientului de schimb de căldură,, rezultă că schimbătoarele varianta II ,III și IV ar fi mai avantajoasă însă alegerea uneia sau alteia dintre variantele testate nu se va putea face fără un calcul de eficiență cu luarea în considerare a tuturor elementelor din fabricație și care în majoritatea cazurilor primează.

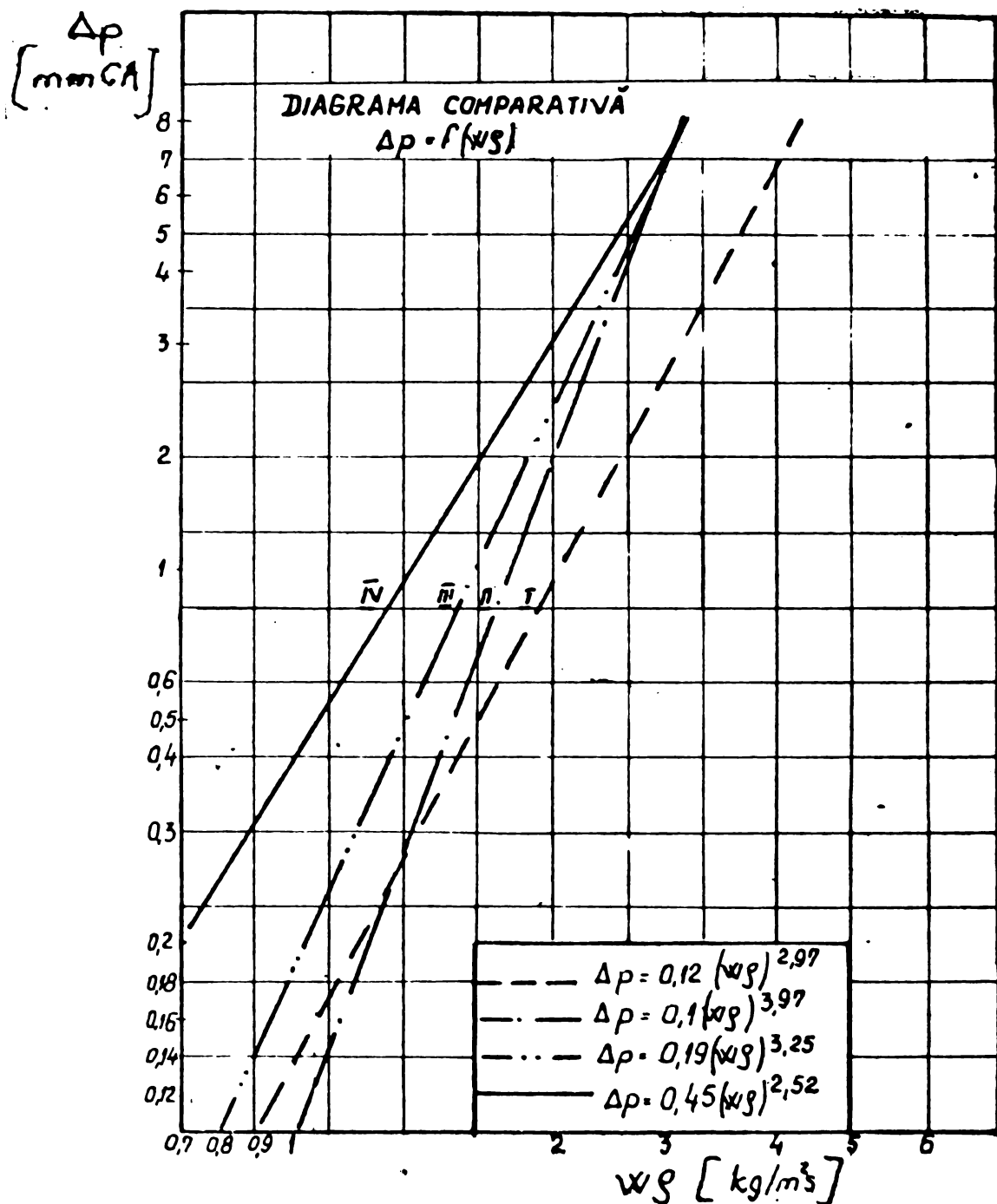


Figura 7.28 Diagrama comparativă a variației căderilor de presiune $\Delta p = f(w_g)$.

Dacă analizăm diagrama 7.28 în zona regimului normal de funcționare a pompei termice (fluxul masic w_g cuprins între 1 - 2 m/s) rezultă performanțe apropiate pentru variantele II, III, și IV.

Pentru o analiză completă a schimbătoarelor cercetate a fost nevoie a se întocmi o diagramă comparabilă a eficienței figura 7.29.

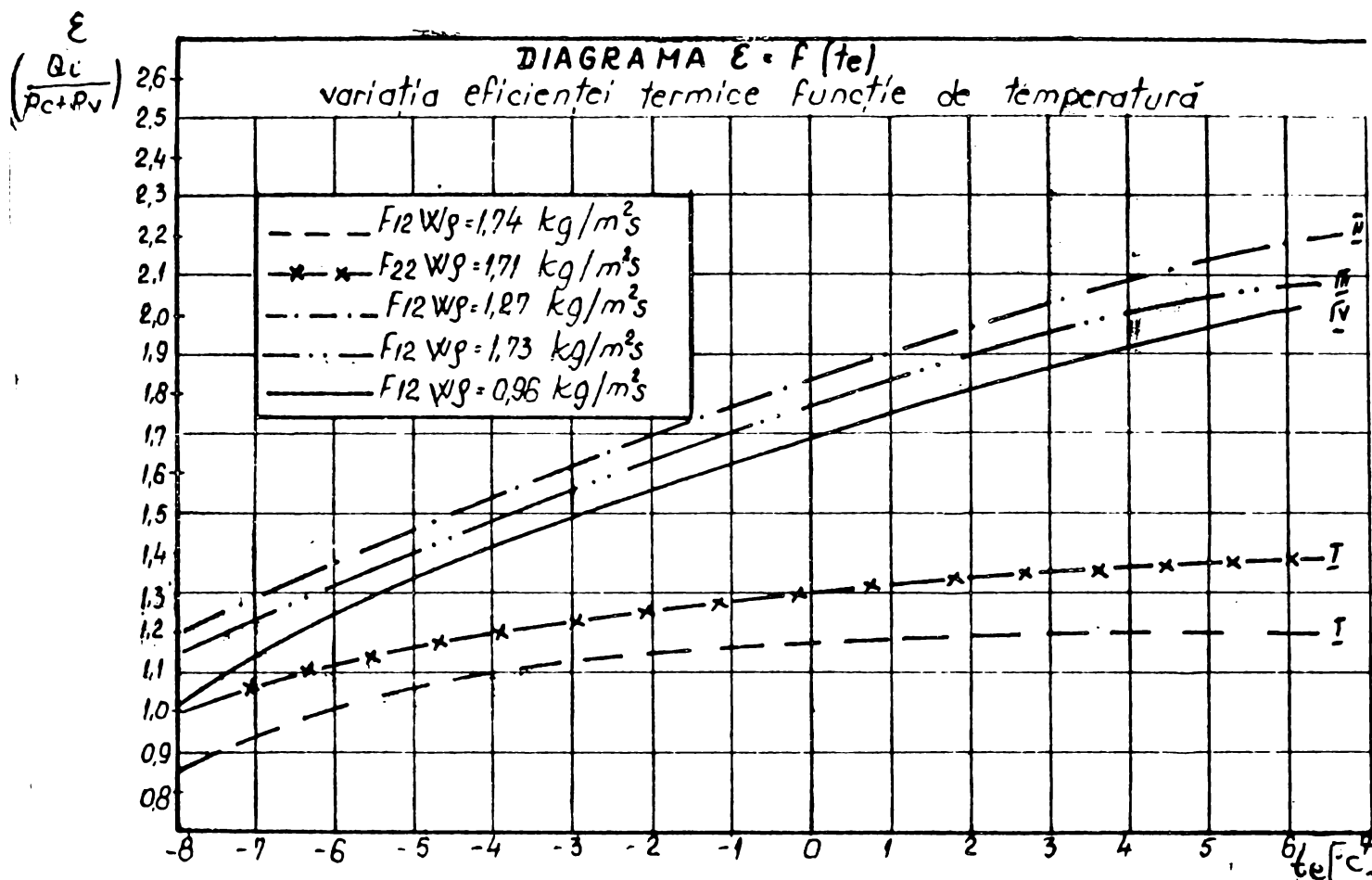


Figura 7.29 Reprezentarea grafică a eficienței $\varepsilon = f(t_e)$ și în aceasta diagrama eficiența termică a celor trei variante II, III și IV este apropiată, fiind în același timp asemănătoare eficiența calculată de firma austriacă „Friedrich”, care indică o eficiență $\varepsilon = 2$ pentru construcții asemănătoare, pentru o temperatură exterioară de 7°C . În cazul pompelor termice încercate s-a obținut același indice de eficiență însă la o temperatură exterioară de 4°C pentru variantele II și III și de 7°C pentru varianta IV. Datele reieșite demonstrează comparabilitatea construcțiilor realizate de autor.

Module ale schimbătorului, varianta IV au fost supuse suplimentar unor cicluri repetate de încălzire-răcire, între -15°C și $+40^\circ\text{C}$ pentru a studia comportarea

imbinărilor lipite la aceste cicluri. Analizele au arătat că nu există nici un fel de modificări ale structurii în zona imbinărilor.

Costograma făcută de autor folosind criteriul cheltuielilor anuale minime pentru fiecare variantă de schimbător în parte prezintă în diagrama din figura 7.30 varianta cea mai economică.

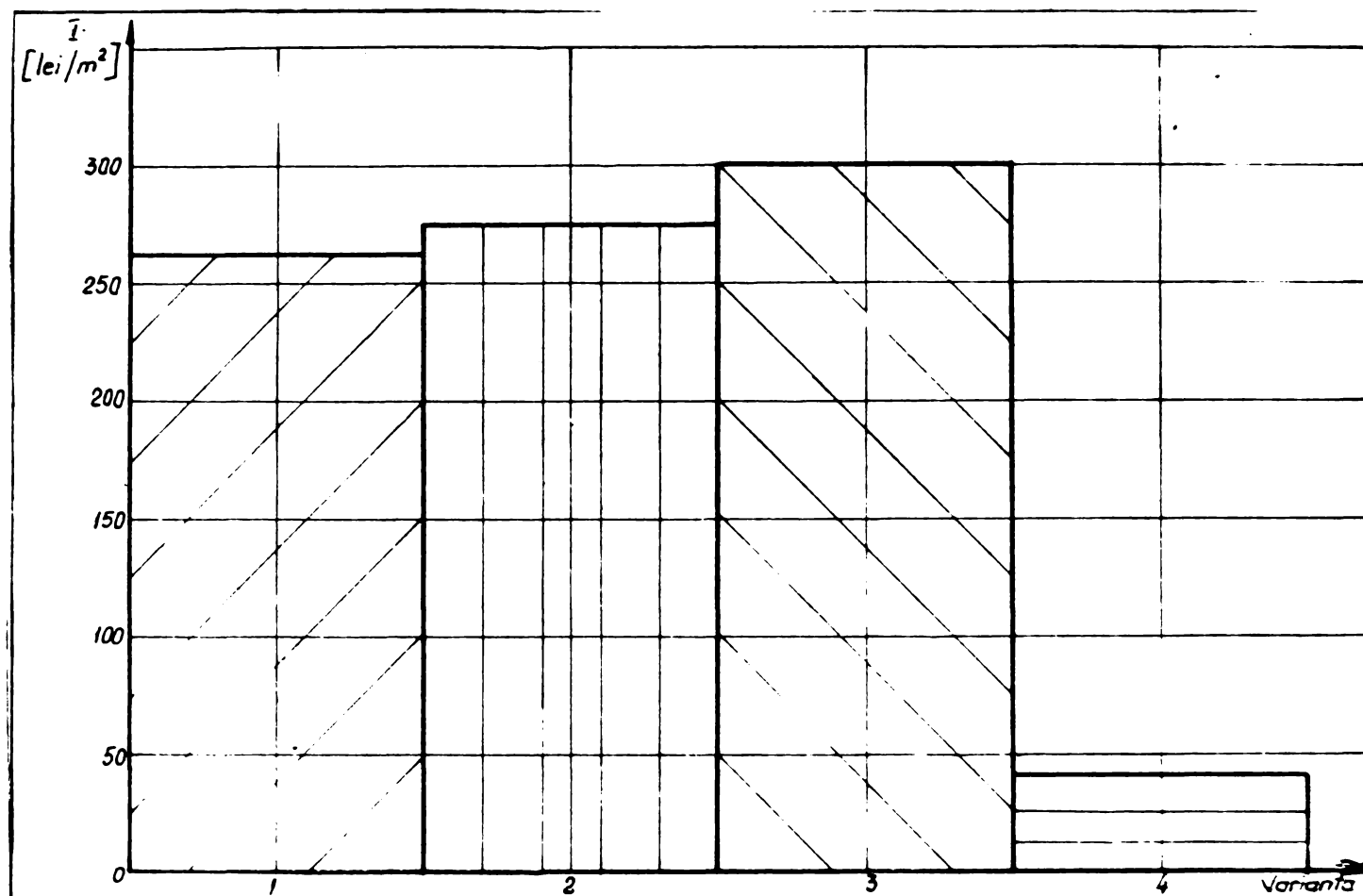


Figura 7.30 Eficiența investiției $I = f(\text{variantă})$.

De departe schimbătorul de căldură din aluminiu cu geometrie variabilă, întrunește majoritatea calităților atât de transfer cât și de eficiența recomandându-l prioritar. Brevetarea acestui schimbător în țară și străinătate, exportul licenței în Anglia și extinderea fabricației la producția de serie pe o instalație de mare capacitate 500000 bucăți/an figura 7.01, via să confirme științific și economic prezenta lucrare.

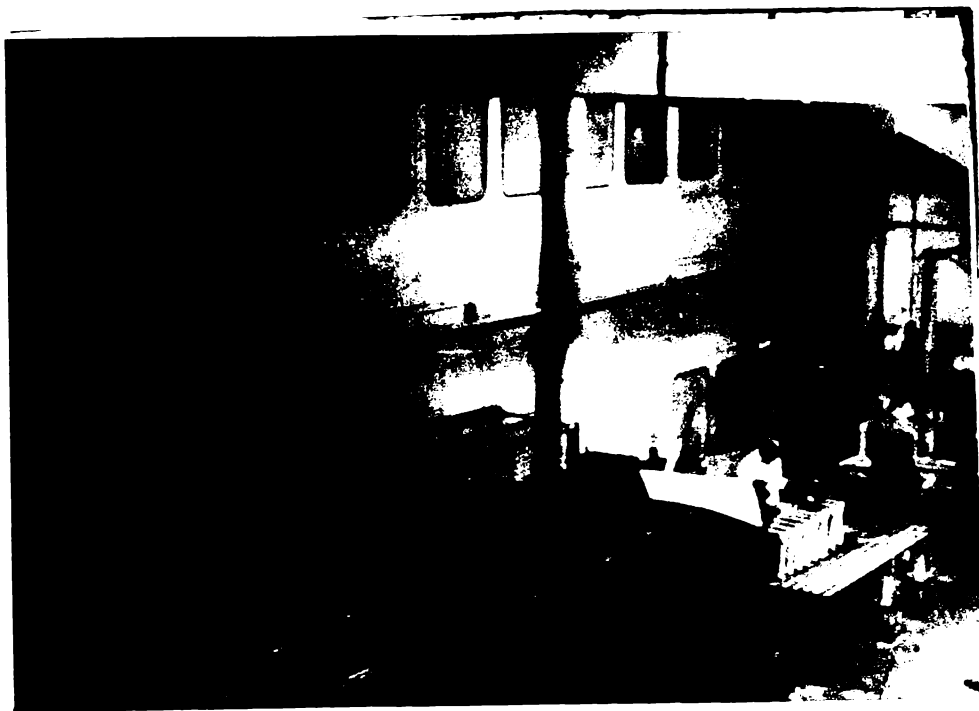


Figura 7.31 Instalația de mare serie pentru fabricarea schimbătoarelor de căldură din aluminiu.

7.5. ALTE DOMENII DE PARTICIPARE A AUTORULUI

Concomitent cu cercetările efectuate de autor pentru pregătirea prezentei lucrări, au fost abordate și laturi adiacente ale utilizării atât a procedeului de îmbinare în mediul termodecapant cât și a schimbătoarelor cu geometrie variabilă realizate.

O largă aplicabilitate au avut-o schimbătoarele în:

a) Cercetarea Frigotehnică

- ICPIAF - Cluj - Napoca
- FRIGOCOM - București
- I. FRIGIDERE - Găești

b) Cercetarea energiei solare

- ICEMENERG - București
- Institutul Politehnic-București
(Solaris)
- Institutul Politehnic-Timișoara
- Institutul Politehnic - Brașov

pentru care au fost realizate pe stația pilot diferite

panouri și captoare solare, de forme și dimensiuni simple sau complexe, pe baza unor studii comune și a literaturii de specialitate [22],[23],[34],[41][47], [103],[104],[116] și [119].

c) - Cercetare în domeniul schimbătoarelor din industria chimică.

- Combinatul Chimic Piatra Neamț

d) - Cercetarea schimbătoarelor pentru căile ferate

- Uzina Electroputere Craiova

- ICPT Faur București

e) - Cercetarea aeronautică

- I.C.A.Ghimbav

f) - Cercetare în construcții

- Elemente spațiale din panouri de

aluminiu pentru construcții de hale

g) - Cercetarea în folosirea energiilor secundare

- Institutul Politehnic Brașov, Timișoara.

- ICEMENERG - București

h) - Cercetarea în domeniul industriei lemnului.

- Uscarea lemnurilor și a fructelor.

CAPITOLUL 8^o. CONCLUZII

Dezvoltarea construcției de mașini termice în țara noastră, precum și penuria mondială de energie, au condus pe autor în studierea factorilor care pot ameliora consumurile de metale deficitare, în paralel cu îmbunătățirea performanțelor schimbătoarelor de căldură.

Deoarece una din metodele cele mai uzuale de intensificare a schimbului de căldură în vederea reducerii gabarizelor aparatelor, o constituie mărirea suprafețelor încălzitoare prin utilizarea aripioarelor, autorul a pornit de la cercetarea aprofundată a acestui aspect.

Cum procesul de convecție termică reprezintă unul din procesele cele mai complexe ale transmiterii de căldură, autorul, după ce a prezentat în Capitolul 1 aspecte actuale ale schimbătoarelor de căldură, în capitolele 2 și 3 a examinat factorii care influențează în general asupra transferului de căldură și a metodelor de intensificare a acestuia.

Pentru rezolvarea teoretică a convecției termice la curgerea prin țevi care se bazează pe ipoteze simplificatoare și fac ca expresiile stabilite să necesite introducerea unor serii de factori de corecție, sub formă de coeficienți, de complexe adimensionale, exponenți etc..., autorul a determinat expresiile și factorii de convecție numai pe cale experimentală. Comparându-le cu ale altor cercetători acolo unde literatura dădea aceste date.

În general metodele de majorare a transferului de căldură constau din micșorarea diametrului țevii și perturbarea artificială a curentului, ambele metode conduc însă la o creștere a pierderilor de presiune.

Micșorarea diametrului țevii, cu un aport de altfel destul de mic la intensificarea procesului de convec-

ție, este în prezent la limita tehnologică admisă.

Perturbarea regimului de curgere, modifică substanțial procesul de schimbare a profilului vitezelor și temperaturilor, creează curenți secundari, deplasând particulele după diferite direcții, majorând astfel coeficientul de convecție.

Deoarece aripioarele de un anumit profil constituie un element de perturbare, ele influențează totodată și alți factori de care depinde convecția; în cercetările efectuate s-a urmărit și gradul de influență a acestora.

Instalația pilot, aripioarele cu geometrie variabilă tip lamela sinusoidală, figura 7.1 aripioara dreaptă cu geometrie variabilă, figura 7.2, schimbătorul de căldură cu geometrie variabilă din aluminiu și schimbătoarele cu geometrie variabilă ale pompei termice, precum și expresiile de calcul ale transferului de căldură la schimbătoare de geometrie variabilă reprezintă părți originale ale lucrării. Tot în această cercetare autorul a contribuit la conceperea și realizarea instalațiilor serie și experimentale precum și la realizarea unor panouri și captoare solare și alte construcții diverse.

1.- INSTALATIA PILOT, a fost astfel concepută și

realizată ca să permită, atât fabricarea schimbătoarelor de căldură de construcție clasică, cât și ale schimbătoarelor cu geometrie variabilă. Automatizarea unor serii de procese, precum și compactibilitatea instalației, fac posibilă o ușoară supraveghere și o scurtare a timpului de lucru. Instalația realizată completează fondurile fixe ale întreprinderii de Radiatoare Brașov cu un agregat tehnic nou prin autototare, ea fiind încadrată în fluxul normal de fabricație.

2.- LA TEVI CU ARIPIOARE DE GEOMETRIE VARIABILĂ, schimbul de căldură se măjorează datorită măririi suprafeței încălzitoare în special și a creșterii coeficientului de convecție termică în general.

Majorarea schimbului de căldură la construcțiile cu aceste aripioare, a fost demonstrată atât pe instalațiile experimentale, cât și în exploatare în condiții acoperitoare (schimbătoare montate pe instalații cu regim permanent de lucru în climat cu noxe, autobasculante grele, transporturi internaționale, transporturi în comun, salvări, taximetre etc...).

a) Construcția celor două tipuri de aripioare cercetate permit realizarea unui grad de neryurare superior oricărei alte variante atât datorită faptului că în fiecare construcție sînt practicate și canele și neryuri pe direcția curgerii curentului de fluid conferindu-le un înalt grad de turbulență fără a influența negativ pierderile de presiune.

Datorită configurației de în-lănțuire a tuburilor pe care se montează, aripioarele asigurând astfel, un înalt grad de transfer precum și o remarcabilă compactitate.

b) Influența materialului din care se realizează aripioarele asupra coeficientului de transfer este evidentă. La materiale cu conductivitate termică înaltă s-au realizat și schimburile de căldură cele mai ridicate. Cu toate acestea s-a demonstrat în lucrare, că metale cum ar fi aluminiul a căror conductivitate este inferioară cuprului, (de trei ori mai ușor și doar pe jumătate de scump) poate asigura datorită unor construcții și geometrii bine concepute, schimburi termice cel puțin echivalente.

c) Procedul de îmbinare dintre tub și aripioară prin procedeul termodecapant a permis atingerea unor valori superioare ale criteriului Nusselt.

3.- IN CONSTRUCTIA SCHIMBATOARELOR de căldură se constată că soluția realizării acestora cu tuburi în serpentină, le conferă calități superioare prin majorarea transferului de căldură datorită curenților secundari care se formează în coturi.

Performanțele acestor schimbătoare în raport cu cele realizate din tuburi drepte este evidentă și a fost demonstrată în capitolele anterioare cu ajutorul diagramelor ridicate. Posibilitățile de echipare a motoarelor termice cu astfel de geometrii este practic nelimitat. Economii de metale și energie în raport cu construcțiile clasice pentru același schimb termic reprezintă circa 12 - 15 %.

Incercările efectuate , au furnizat și suficiente date ale eficienței construcțiilor și costurilor. O astfel de diagramă a procedului de răcire, funcție de eficiență a fost ridicată de autor în figura 8.1 pentru toate construcțiile realizate și testate.

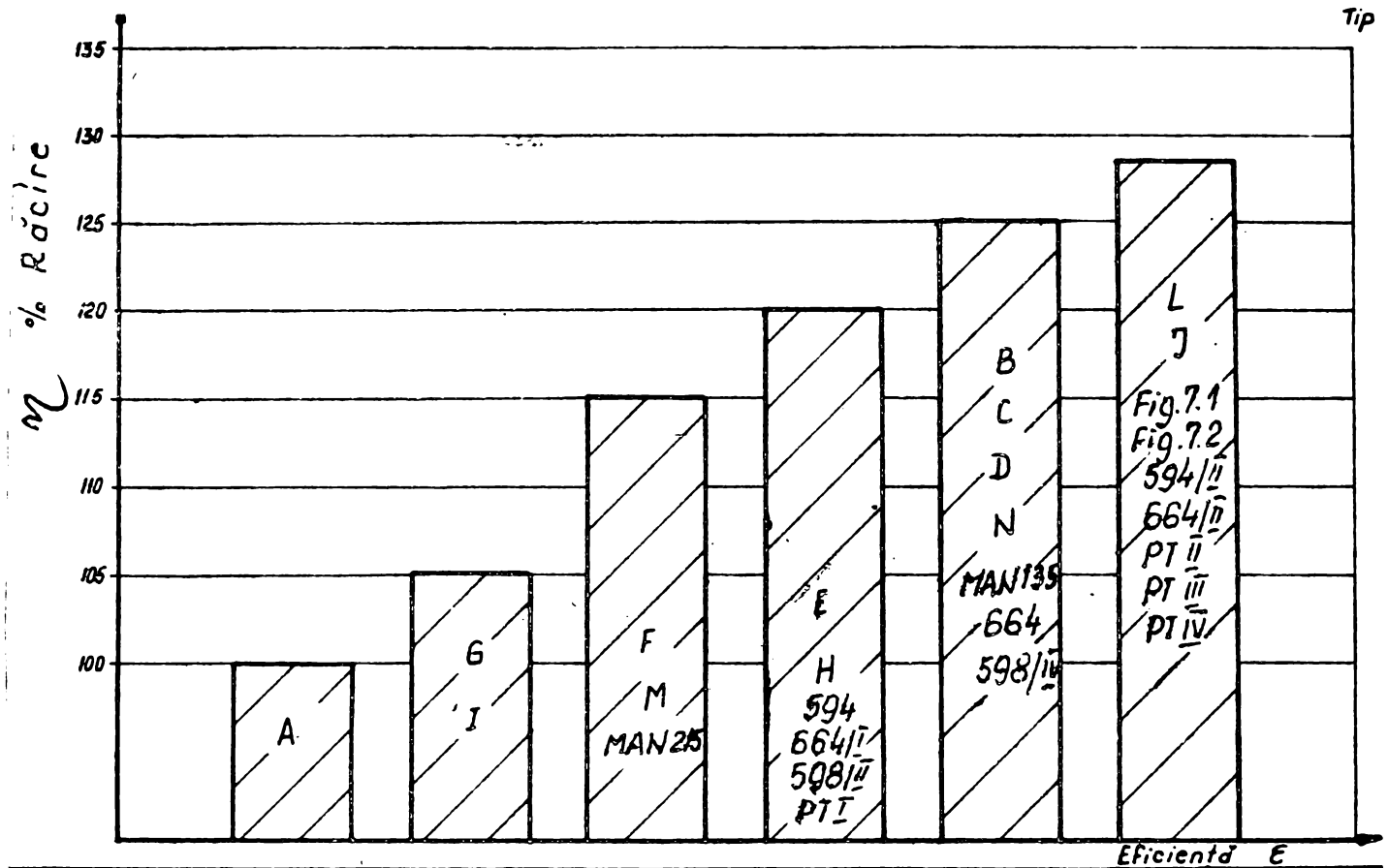


Figura 8.1 Diagrama eficienței construcțiilor $\eta = f(\varepsilon)$.

Construcțiile de tip L, J, B din figura 3, lo precum și cele din figura 7.1 și 7.2 ca și cele din construcțiile 594/II, 664/II și ale pompei termice PT_{II}, PT_{III} și PT_{IV} dau un randament sporit în raport cu toate celelalte construcții testate. Această clasificare este de mare folos proiectanților de schimbătoare de căldură, care pot utiliza construcții și geometrii variate, suple și compacte cu costuri reduse.

Atât cercetarea cât și testele efectuate pun la dispoziția constructorilor de schimbătoare de căldură, în afara da-

te lor prezentate și o serie de recomandări pe care autorul le consideră demne de semnalat.

a) Proprietățile fizice ale aerului și apei trebuie adoptate astfel încât coeficientul de transfer termic de partea apei să fie mai mare decât cel de partea aerului, deoarece suprafața de schimbător expusă la aer este mai mare în raport cu cea expusă la apă.

Pentru același motiv modificarea transferului de căldură, este mult mai mică la modificarea vitezei de curgere a apei, decât este în cazul schimbării vitezei de curgere a aerului.

b) În diagrama A_{nec} și V_{nec} se scoate în evidență faptul că odată cu creșterea numărului de rânduri de tuburi, crește și A_{nec} și V_{nec} ceea ce confirmă ideea că schimbătoarele de căldură trebuie construite cu suprafețe frontale cât mai mari și cu un număr de rânduri de tuburi cât mai mic.

c) Construcțiile cu tuburi și aripioare ondulate în general, iar cele cu geometrie variabilă în special, necesită suprafețe de schimb mai mici în raport cu celelalte construcții cunoscute.

4.- Rezultatele găsite de autor, au fost comparate cu valorile calculate și propuse de diferiți cercetători. Alura curbelor comparative și a celor trasate pe baza valorilor experimentale proprii sînt foarte apropiate.

5.- Autorul a mai stabilit și o serie de relații criteriale pentru construcțiile cu țevi și aripioare ondulate cu geometrie variabilă și cu ajutorul cărora se pot determina celelalte elemente de calcul atât pentru schimbătorul studiat cât și pentru altele de acest gen.

6.- Faptul că aceste realizări ale autorului au fost brevetate, în țară și străinătate, că licența și know-how au fost vândute în străinătate, odată cu omologarea unor produse de mare serie din fabricația noastră curentă, atestă aplicabilitatea teoretică, practică și economică a prezentei lucrări pentru economia națională.

BIBLIOGRAFIE

1. V.M.Kays; A.L.London: Schimbătoare de căldură compacte Moscova- Leningrad, 1962
2. Kraussold: Wärmeaustauscher (Ein Überblick über die Entwicklung der letzter Jahre), Verfahrenstechnik 2 (1968) Nr.5
3. E.Schnabel și alții: Brevet de invenție Nr.64894/16.05.1977. Schimbător de căldură din aluminiu.
4. x x Dosar I.R.C. cu buletinele de încercări și comunicările Institutelor de specialitate și beneficiarii schimbătoarelor din aluminiu.
5. D.Barozzi: Brevet 53167/1974 Procedeu de lipire al aluminiului în mediul termodecapant
6. Hotărîre Brevet I.R.C.1345/13.07.1977. Instalație de lipire în mediul termodecapant
7. H.Glaser Bewertung von Wärmeaustauschsystemen mit Hilfe einer Leistungszahl-Chemie Ingenieur Technik 20 (1948) pag.129/133
8. H.Theil, F.Weiss, E.Ardelean - Experimentelle untersuchungen an Wärmeaustauschern mit Aussenberippten Rohren. Buletinul Științific și tehnic IPT Seria Mecanică Tom 19(33) fasc.1/1974.
9. H.Theil, C.Ungureanu, F.Weiss - Studiul unor module de răcitoare de aer din țevi cu nervuricirculare. Buletin științific și tehnic IPT Seria mecanică Tom 16(30) fasc.1/1971.
10. I.Vlădea, H.Theil, E.Neacșu, F.Weiss - Studiul experimental al radiatoarelor de apă de pe locomotive o - 60 DA. Buletin Știin-

țific și tehnic IIT seria nouă Tom 11(25)
fasc.1/1966.

11. Chausson - Echangeurs thermiques multitubulaires.
Methode de calcul 1978.
12. J.Lakosi - Newest results of cooler development
in the Ganz - Mavag works- Reprint out
of Ganz - Mavag bulletin 40/1968.
13. W.Frank - Flüssigkeits - Kühlung und Kühler-Tech-
nischer Verlag Herbert Gram Berlin 1965
Erster Band.
14. I.Vlădea, H.Theil, F.Weiss, Z.Ardelean, E.Meacșu - Stu-
diu experimental al unor module de ra-
diator pentru autovehicule, Construcția
de mașini 22 (1970) nr.8.
15. A.Scheiterlein - Der Aufbau der raschlaufenden Verbren-
nungskraftmaschine - Wien-Springer-
Verlag 1964 - V Kühlung.
16. M.K.Forbes - Diesel engine cooling and coolers-
London 1968.
17. J.D.Morse - Engine Cooling Radiators-Society of
Automotive Engineers, Inc. P 15/292 London.
18. R.Cramer - Heat Rejection and Cooling Requirements
of Internal Combustion Engines Prospect
Serck 1977 London.
19. Serck Heat Transfer - Application of air cooling London
Prospect Serck 1977 London.
20. I.Vlădea, H.Theil, F.Weiss - Influența condițiilor de
funcționare și a unor factori construc-
tivi asupra performanțelor termice ale
radiatoarelor de autovehicule.
21. SECAN - Echanges thermiques, - prospect 1978 Paris
22. x^x x - Revue de L'Aluminium Nr 458/1977 Franța
23. x^x x - Revue Technique automobile Nr.362/1976
Paris.
24. Dvorkovitz - American Metal Market - Aluminium Market
Nr.12 /1972.
25. R.Hessler, H.Muller - Fahrzeugkühler - Berlin 1954.

26. ALCOA - Soldering - Aluminium Company of America - Pittsburg - Pennsylvania, S.U.A.1972.
27. W.M.Kays;A.L.London Compact Heat Exchangers Ed. 1964 Toronto.
28. W.H.Mc.Adams Transmission de la Chaleur - Deuxieme Edition - Dunod - Paris,1961.
29. I.Vlădeea Tratat de termodinamică tehnică și teoria schimbului de căldură, Ed.Tehnică 1974.
30. A.M.Miheev Bazele transmiterii căldurii. Editura energetică de stat București,1953.
31. E.Pohlhausen Der Wärmeaustausch zwischen festen Körper und Flüssigkeiten, Z.angew.Math. Mech 1 1921.
- 32.E.Eckert Wärme und Stoffaustausch, Springer - Verlag Berlin (Göttingen) Heidelberg 1959.
33. H.Schlichting Der Wärmeübergang an einer längs-angesetzten ebenen Platte bei veränderlicher Wandtemperatur, Forsch.Ing.Wes 17(1951) 1/8.
34. H.Schuch Über die Lösung der laminaren Grenzschichtleitung an der ebenen Platte für Geschwindigkeits und temperaturfeld bei veränderlichen Stoffwerten, Z.angew Math.Mech 25/27 (1947).
35. L.Craetz Über die Wärmeleitfähigkeit von Flüssigkeiten. Ann.Phys 18(1883) și 25(1885)
36. W. Nusselt Die Abhängigkeit der Wärmeübergangszahl von der Rohrlänge Z.VD 5 54(1910)
37. Gröber, Grigull; Die Grundgesetze der Wärmeübertragung, Springer - Verlag, Berlin/Göttingen Heidelberg 1957.
38. M.A.Levêque Les lois de la transmission de la chaleur par convection. Ann. Mines (12 13 (1928).
39. B.M.Jakob Heat Transfer Vol I 1949, New York-London.

40. Th. B. Drew - Mathematical attacks on forced convection problems: a review Trans. Amer. Inst. Chem. Engrs 26(1931).
41. x x x
-prospecte - Wieland - Rippenrohre Wärme-, Kälte- und Klimatechnik, Wieland-Werke A.G. Ulm 1971
42. Mc. H. W. Adams - Transmission de la chaleur - Dunod Paris 1961.
43. E. N. Sieder; G. E. Tate: Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes. Industr. Engng. Chem. 28(1936).
44. K. Sherwin Forced convection heat transfer, British chem. Engng 16 nr. 7 (1971).
45. x x x
Procese și aparate în tehnologia chimică, Buletin de informare selectiv 1 (1972). Centrul de documentare al industriei chimice și petrochimice.
46. H. Kraussold Die Wärmeübertragung bei zähnen Flüssigkeiten in Rohren, VDI Forsch - Heft 351 (1931).
47. H. Kraussold Der Konvektive Wärmeübergang Technik 3 (1949).
48. H. Hausen Darstellung des Wärmeüberganges in Rohren durch verallgemeinerte Potenzbeziehungen, Z. VDI Beihefte Verfahrenst, 4 (1943).
49. J. Boehm Messungen des Wärmeübergangs in laminarem Strömungsgebiet mit Rizinusöl. Wärme 66 (1943).
50. H. Blasius Z. Math. Physik 56 (1908)
51. L. Howarth Proc. Roy. Soc. London A 164 (1938)
52. J. Boussinesq J. Math pures et appl 13 (1868)
53. H. Schlichting Z. angew Math. Mech 14(1934)
54. D. Purnis Zur Berechnung der laminaren Einlaufströmung in Rohr. Disertatie, Göttingen 1947.
55. K. Stephan Wärmeübergang und Druckabfall bei nicht ausgebildeter Laminarströmung

- in Rohren und ebenen Spalten, Chem. Ing. Technik 12 (1950)
56. L. Schiller Untersuchungen über laminare und turbulente Strömung VDI Forsch Heft 248 (1922)
57. W. Geck Druckverlust und Wärmeübergang laminar strömender Gase in engen Kanälen unter Berücksichtigung der hydrodynamischen und thermisch nicht ausgebildeten Strömung in der Anlaufstrecke. Disertatie, T. n. Karlsruhe 1953.
58. H. Richter Rohrhydraulik, Berlin (Göttingen) Heidelberg Springer, 1954.
59. Nikuradse Strömungsgesetze in rauhen Rohren VDI Forschungsh., 361 (1933).
60. I. T. Aladiev Candidatscaia disertatie, ENIN Academii Nauk, 1949.
61. L. Ehret; H. Hahnemann, Zur Theorie der Rohreinlaufströmung mit Wärmeübergang, ZWB Forsch 1751 (1943).
62. H. Hahnemann Forsch. Gebiete Ing. Wes. 18 (1952)
63. K. Elser; Schweitz, Banztg 69 (1951).
64. B. Karmin; H. C. Travers: Thesis Mess. Inst. Tehnology Cambr Mass.
65. J. Kay; J. H. Keenan; H. W. Mc. Adams - Trans. Amer. Soc. Mech. Engrs 73/1971.
66. R. C. Martinelli Univ. Publ. Engn. 5 (1942)
67. R. L. Pigford Chem. Engng. Progr. Symposium 17 (1952)
68. A. Watzinger; D. Johnson: Forsch Gebiete Ingenieurwesen 10. H₄ (1959).
69. E. Kirschbaum Chemie Ing. Techn. 24 (1952)
70. K. A. Wetjen Chemie Ing. Techn. 26 (1954)
71. B. S. Petrohov Studiul experimental al proceselor de transmitere a căldurii, Ed. Tehnică Buc. 1956.
72. B. Métais Wärmeübergang bei strömenden Flüssigkeiten an waagrechten Rohr mit Eigenkonvektion, Chemie Ing. Techn. 32 (1960)

73. H. Kraussold VDI Forschungen 351 (1951).
74. L. Prandtl Guide à travers la Mécanique des fluides, Dunod, Paris 1952.
75. H. Tollmien Ein allgemeines Kriterium der Instabilität laminarer Geschwindigkeitsverteilungen, Nachr. Math-Physik Fachgruppe I, 1, 79 (1933).
76. T. Oroveanu Mecanica fluidelor vîscoase. Ed. Academiei RSR Bucureşti 1967.
77. E. Hoffmann Wärme und Stoffübergang. Handbuch der Kältetechnik vol. III, Springer Berlin/Göttingen Heidelberg 1959.
78. W. Nurrer Wärmeübergang und Druckabfall in rauhen Rohren, VDI Forschungen 455 (1956).
79. N. Szabolcs Wärme 70 (1963/64)
80. N. Scheriff, P. Gumley, Inst. J. Heat Mass Transfer 9 (1966).
81. H. A. Blum; L. R. Oliver: ASME Publication 66 - WA/HT 62-1966.
82. O. Walger Allg. Wärmetechnik H 8/9 (1952).
83. R. White Proc. Royal Soc. (A) 123, 645 (1929)
84. H. Jeschke Wärmeübergang und Druckverlust in Rohrschlangen, Z. VD 1 vol. 69 (1925),
85. H. Hausen Wärmeübertragung in gegenstrom Gleichstrom und Kreuzstrom, Springer 1950.
86. E. Schmidt Die Wärmeübertragung durch Rippen, Z. VD 1 70 (1926).
87. A. M. Ross; R. L. Stoute; Heat transfer Coefficient between U O₂ and Zircaloy -2; Atomic Energy Com. Rept 1552.
88. K. Stephan Wärmeleistung von Rippenrohren bei unvollkommener Befestigung der Rippen Kältetechnik - Klimatisierung 18 - 2 / 1966.
89. I. Bajan Contribuții la studiul transferului

de căldură la țevi cu aripioare interioare
1973 Timișoara.

90. D.R.Harper; W.B.Brown : NACA Report 158 (1923)
91. A.D.Baehr Wärmeleitung - Handbuch der Kältetechnik
vol.II , Springer verlag 1959.
92. T.Höbler Teploperedaiia i Teploobmenniki, Leningrad
1961. .
93. Th.W.Schmidt Der Wärmeübergang Rippenrohren und die
Berachnung von Rohrbündel-Wärmeanstauschern
Kältetechnik 15 (1963) p.98 - 370.
94. Th.H. Schmidt Die Wärmeleistung berippten oberflächen
Abh.Dtsch.Kältetechn.Nr.4 Karlsruhe,1950.
95. Th.H.Schmidt Methoden zur verbesserten Bestimmung des
Wärmeanstausches an berippten Flächen,
Kältetechnik 18 (1966) p.135 /138.
96. V.D.I. Wärmeatlas Berächnungsblätter für den Wärmeüber-
gang, Düsseldorf 1963, MB 1-MB 6.
97. B.POPA, H.Theil, T.Mădărăscu - Schimbătoare de căldură
industriale. Ed.Tehnică București 1977
cap.8.
98. I.Vlădea, H.Theil, F.Meiss - Influența condițiilor
de funcționare și a unor factori construc-
tivi asupra performanțelor termice ale ra-
diatoarelor de autovehicule BST - IPT-1971.
99. E.Schnabel; C.Ungureanu - Studiu comparativ al schimbă-
torului de căldură pentru module de aceeași
geometrie ale unor schimbătoare de căldură
cu aripioare din aluminiu față de cele din
cupru. Inst.Politehnic Cluj-Napoca 1978
Sesiunea științifică MV - 49-54. Buletin
științific IPT Fasc.1-1978 Tom 23 pag.89-92.
100. D.Barozzi; E.Schnabel Cercetări privind realizarea îm-
binărilor nedemontabile din aluminiu, cu
geometrii optimizate în industria schimbă-
toarelor de căldură prin aplicarea unei
tehnologii noi de lipire. Comunicare știin-
țifică ICPIAF Cluj-Napoca 1976.
101. W.Hass Strömungs probleme an der kühlalage Wasser-
gekühlter Kraftfaberzeuge, Dissertation

M.F. Darmstadt, 1966.

102. L. Schiller Untersuchungen über laminare und turbulente Strömung, VDI Forsch. Heft 248 (1922).
103. VEB Prüfgeräte Werk- Medingen- Dresden Höppler- Viskozimeter- Präzisionsausführung nach DIN 53015.
104. W. Grimm Vereinfachte Ermittlung dimensionloser Kenngrößen für den konvektiven Wärmeübergang bei flüssigen Mineralölprodukten BKK 1/20 (1968).
105. H. Brauer Untersuchungen an Querstrom - Wärmeaustauschern mit verschiedenen Rohrformen Mitteilungen der V.G.B. Heft 73, August 1961, p. 260/276.
106. T. Cabirol; A. Pelisson; D. Roux - Le Chauffe - Eau solaire et l'isolateur plan à effet de serre p. I.
107. J. E. Mill et CO Development of proposed standards for testing solar collectors and thermal storage devices, ABS Technical note 899 Feb. 1976.
108. Georges Riot- Contenance en fluide d'un évaporateur en détente directe.
109. F. M. Speller Corrosion - Causes and Prevention. Ed. III - Mc. Graw - Hill Book Company Inc New-York și Londra 1951.
110. Al. J. Maurin Manuel D'Anticorrosion Tom I, II Ed. Eyrolles 1964.
111. H. Hausen Ein allgemeiner Ausdruck für den Wärmedurchgang durch ebene, zylindrische und kugelförmig gekrümmte Wände. Arch ges. Wärmetechn. 2 (1951).
112. E. Schnabel și alții - Brevet de invenție RSR Nr. 64894/1977 Schimbător de căldură.
113. E. Schnabel și alții - Brevete de invenție RSR Nr. 64894/1977 și complementare RSR nr. 65, 66, 67, 68, 69, 70, 71, 72, 73, 74, 75, 76, 77, 78, 79, 80, 81, 82, 83, 84, 85, 86, 87, 88, 89, 90, 91, 92, 93, 94, 95, 96, 97, 98, 99, 100. Procedee pentru lipirea radiatorilor și schimbătorilor de

căldură din aluminiu.

114. D. Barozzi Cercetări teoretice și experimentale în vederea realizării unor îmbinări rezistente din aluminiu 99 prin lipire.
115. Lakedemonschi - Lipirea și aliajele pentru lipit. Ed. Tehnică 1962.
116. B. Popa, C. Vintilă - Transfer de căldură în procesele industriale. Ed. Dacia 1975.
117. Chivulescu - Măsurarea și determinarea coroziunii Ed. Tehnică 1977.
118. x ^X x Cercetarea și finisarea, după lipirea aluminiului, Welding Journal, f-08-11, 1972.
119. S. Gîdea - M. Protopopescu - Aliaje neferoase. Ed. Tehnică 1964.
120. N. Wild Proprietățile la oboseală ale îmbinărilor lipite cu cositor, Welding Journal F -0811/1972.
121. E. Schnabel C. Ungureanu - Pompa termică. Institutul Politehnic Cluj-Napoca. Sesiunea Științifică Jubiliară.

A N E X E

- Anexa 1 - 2 Imagine de ansamblu a instalației experimentale a cărei schemă e dată în figura 6.1; 5.14
- Anexa 3 Caracteristicile și datele primare ale construcțiilor din figura 3.10 testate pe instalația 6.1.
- Anexa 4 Caracteristicile modulelor încercate pe calculator.
- Anexa 5 Listinguri cu rezultatele măsurărilor și calculelor înscrise în fișele de măsurători ale schimbătoarelor de căldură pentru cabină tractor.
- Anexa 6 Listinguri cu rezultatele măsurărilor și calculelor înscrise în fișele de măsurători ale schimbătoarelor de căldură pentru autoturismul de teren ARO.
- Anexa 7 Listinguri cu rezultatele măsurărilor și calculelor înscrise în fișele de măsurători ale schimbătoarelor de căldură pentru autoutilitara TV 12.
- Anexa 8 Reprezentarea grafică $\Delta p = f(Q)$ a constantei diafragmei C.
- Anexa 9 Fișele cu datele primare ale celor 4 variante constructive de schimbătoare ce echipează pompa termică.
- Anexa 10 Brevete, Hotărâri, Diplome ale autorului pe marginea prezentei lucrări.

ANEXE



Instalație experimentală prezentată în fig. 6.1



Instalație experimentală prezentată în fig. 5.14

CARACTERISTICILE SI DATELE PRIMARE ALE MODULELOR INCERCATE

Anexa 3

Nr. crt.	Disponerea tuburilor	Nr. rinduri de tuburi	Pasul aripioarelor	Nr. tuburi	Nr. aripioarelor	Dimensiunile aripioarelor mm.	Suprafata de partea aerului A aer m ²	γ_{aer} m ² /m ³	$\gamma_{apă}$ m ² /m ³
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Construcția tip A (coridor)	2	2	46	116	254*50*01	2,946	920	682
2	Construcția tip A (coridor)	2	3	46	76	254*50*01	1,930	603	682
3	Construcția tip A (coridor)	2	4	46	57	254*50*01	1,448	452	682
4	Construcția tip A (coridor)	3	2	69	116	254*75*01	4,420	916	682
5	Construcția tip A (coridor)	3	3	69	76	254*75*01	2,895	604	682
6	Construcția tip A (coridor)	3	4	69	57	254*75*01	2,172	452	682
7	Construcția tip A (coridor)	4	2	92	116	254*100*01	5,893	920	682
8	Construcția tip A (coridor)	4	3	92	76	254*100*01	3,861	603	682
9	Construcția tip A (coridor)	4	4	92	57	254*100*01	2,895	452	682
10	Construcția tip A (coridor)	2	2	46	116	254*50*007	2,946	920	682
11	Construcția tip A (coridor)	2	3	46	76	254*50*007	1,930	603	682
12	Construcția tip A (coridor)	2	4	46	57	254*50*007	1,448	452	682
13	Construcția tip A (coridor)	3	2	69	116	254*75*007	4,420	920	682
14	Construcția tip A (coridor)	3	3	69	76	254*75*007	2,895	603	682
15	Construcția tip A (coridor)	3	4	69	57	254*75*007	2,172	452	682
16	Construcția tip A (coridor)	4	2	92	116	254*100*007	5,893	920	682

18	Construcția tip A (coridor)	4	4	92	57	254 * 100 * 0,07	2,895	452	682
19	Construcția tip B (ondulată)	2	—	50	27	200 * 38 * 0,1	2,960	1409	619
20	Construcția tip B (ondulată)	4	—	100	54	210 * 76 * 0,1	3,810	929	634
21	Construcția tip B (ondulată)	2	—	50	27	210 * 38 * 0,07	2,960	1409	619
22	Construcția tip B (ondulată)	4	—	100	54	210 * 76 * 0,07	3,810	929	634
23	Construcția tip C (ondulat)	2	—	32	18	126 * 60 * 0,1	2,410	1268	2425
24	Construcția tip C (ondulat)	4	—	64	36	126 * 120 * 0,1	3,206	843	2425
25	Construcția tip C (ondulat)	2	—	32	18	126 * 60 * 0,07	2,410	1268	2425
26	Construcția tip C (ondulat)	4	—	64	36	126 * 120 * 0,07	3,206	843	2425
27	Construcția tip D (ondulată)	2	—	32	18	126 * 60 * 0,1	2,206	1161	3637
28	Construcția tip D (ondulată)	4	—	64	36	126 * 120 * 0,1	3,008	791	3637
29	Construcția tip D (ondulată)	2	—	32	18	126 * 60 * 0,07	2,206	1161	3637
30	Construcția tip D (ondulată)	4	—	64	36	126 * 120 * 0,07	3,008	791	3637
31	Construcția tip E (oblic)	2	2	54	116	254 * 38 * 0,1	2,239	932	1181
32	Construcția tip E (oblic)	2	3	54	76	254 * 38 * 0,1	1,467	611	1181
33	Construcția tip E (oblic)	2	4	54	57	254 * 38 * 0,1	1,100	458	1181
34	Construcția tip E (oblic)	3	2	81	116	254 * 57 * 0,1	3,359	933	1181
35	Construcția tip E (oblic)	3	3	81	76	254 * 57 * 0,1	2,201	611	1181
36	Construcția tip E (oblic)	3	4	81	57	254 * 57 * 0,1	1,651	458	1181
37	Construcția tip E (oblic)	4	2	108	116	254 * 76 * 0,1	4,478	913	1157
38	Construcția tip E (oblic)	4	3	108	76	254 * 76 * 0,1	2,934	598	1157

41	Construcția tip E (oblic)	2	3	34	70	254 × 32 × 0,07	1,100	523	1350
42	Construcția tip E (oblic)	2	4	54	57	254 × 32 × 0,07	1,100	523	1350
43	Construcția tip E (oblic)	3	2	81	116	254 × 68 × 0,07	3,359	781	988
44	Construcția tip E (oblic)	3	3	81	76	254 × 48 × 0,07	2,201	710	1377
45	Construcția tip E (oblic)	3	4	81	57	254 × 48 × 0,07	1,651	532	1371
46	Construcția tip E (oblic)	4	2	108	116	254 × 64 × 0,07	4,478	1092	1382
47	Construcția tip E (oblic)	4	3	108	76	254 × 64 × 0,07	2,934	715	1382
48	Construcția tip E (oblic)	4	4	108	57	254 × 64 × 0,07	2,201	536	1382
49	Construcția tip F (eșichier)	2	2	16	116	254 × 60 × 0,1	3,536	930	475
50	Construcția tip F (eșichier)	2	3	16	76	254 × 60 × 0,1	2,316	609	475
51	Construcția tip F (eșichier)	2	4	16	57	254 × 60 × 0,1	1,737	457	475
52	Construcția tip F (eșichier)	3	2	24	116	254 × 90 × 0,1	3,536	609	467
53	Construcția tip F (eșichier)	3	3	24	76	254 × 90 × 0,1	2,316	399	467
54	Construcția tip F (eșichier)	3	4	24	57	254 × 90 × 0,1	2,606	449	467
55	Construcția tip F (eșichier)	4	2	32	116	254 × 120 × 0,1	7,071	918	469
56	Construcția tip F (eșichier)	4	3	32	76	254 × 120 × 0,1	4,630	601	469
57	Construcția tip F (eșichier)	4	4	32	57	254 × 120 × 0,1	3,474	451	469
58	Construcția tip F (eșichier)	2	2	16	116	254 × 60 × 0,07	3,535	930	475
59	Construcția tip F (eșichier)	2	3	16	76	254 × 60 × 0,07	2,316	609	475
60	Construcția tip F (eșichier)	2	4	16	57	254 × 60 × 0,07	1,737	457	475
61	Construcția tip F (eșichier)	3	2	24	116	254 × 90 × 0,07	5,303	914	467
62	Construcția tip F (eșichier)	3	3	24	76	254 × 90 × 0,07	3,474	598	467
63	Construcția tip F (eșichier)	3	4	24	57	254 × 90 × 0,07	2,606	449	467
64	Construcția tip F (eșichier)	4	2	32	116	254 × 120 × 0,07	7,071	918	469

65	Construcția tip F (eșichier)	4	3	32	76	254 × 120 × 0,07	2,632	601	469
66	Construcția tip F (eșichier)	4	4	32	57	254 × 120 × 0,07	3,474	451	469
67	Construcția tip G (coridor)	2	2	26	116	254 × 50 × 0,1	2,946	920	918
68	Construcția tip G (coridor)	2	3	26	76	254 × 50 × 0,1	1,930	603	918
69	Construcția tip G (coridor)	2	4	26	57	254 × 50 × 0,1	1,447	452	918
70	Construcția tip G (coridor)	3	2	39	116	254 × 75 × 0,1	4,419	920	918
71	Construcția tip G (coridor)	3	3	39	76	254 × 75 × 0,1	2,895	603	918
72	Construcția tip G (coridor)	3	4	39	57	254 × 75 × 0,1	2,171	452	918
73	Construcția tip G (coridor)	4	2	52	116	254 × 100 × 0,1	5,892	920	918
74	Construcția tip G (coridor)	4	3	52	76	254 × 100 × 0,1	3,860	603	918
75	Construcția tip G (coridor)	4	4	52	57	254 × 100 × 0,1	2,895	452	918
76	Construcția tip G (coridor)	2	2	26	116	254 × 50 × 0,07	2,946	920	918
77	Construcția tip G (coridor)	2	3	26	76	254 × 50 × 0,07	1,930	603	918
78	Construcția tip G (coridor)	2	4	26	57	254 × 50 × 0,07	1,447	452	918
79	Construcția tip G (coridor)	3	2	39	116	254 × 75 × 0,07	4,419	920	918
80	Construcția tip G (coridor)	3	3	39	76	254 × 75 × 0,07	2,895	603	918
81	Construcția tip G (coridor)	3	4	39	57	254 × 75 × 0,07	2,171	452	918
82	Construcția tip G (coridor)	4	2	52	116	254 × 100 × 0,07	5,892	920	918
83	Construcția tip G (coridor)	4	3	52	76	254 × 100 × 0,07	3,860	603	918
84	Construcția tip G (coridor)	4	4	52	57	254 × 100 × 0,07	2,895	452	918
85	Construcția tip H (eșichier)	2	2	54	116	254 × 30 × 0,1	1,767	930	1350
86	Construcția tip H (eșichier)	2	3	54	76	254 × 30 × 0,1	1,158	609	1350
87	Construcția tip H (eșichier)	2	4	54	57	254 × 30 × 0,1	0,868	456	1350
88	Construcția tip H (eșichier)	3	2	81	116	254 × 45 × 0,1	2,651	914	1326

89	Construcția tip H(eșichier)	3	3	81	76	254 * 45 * 01	1,737	598	1326
90	Construcția tip H(eșichier)	3	4	81	57	254 * 45 * 01	1,303	449	1326
91	Construcția tip H(eșichier)	4	2	108	116	254 * 60 * 01	3,535	930	1350
92	Construcția tip H(eșichier)	4	3	108	76	254 * 60 * 01	2,316	609	1350
93	Construcția tip H(eșichier)	4	4	108	57	254 * 60 * 01	1,737	457	1350
94	Construcția tip H(eșichier)	2	2	54	116	254 * 30 * 007	1,767	930	1350
95	Construcția tip H(eșichier)	2	3	54	76	254 * 30 * 007	1,158	609	1350
96	Construcția tip H(eșichier)	2	4	54	57	254 * 30 * 007	0,868	456	1350
97	Construcția tip H(eșichier)	3	2	81	116	254 * 45 * 007	2,651	914	1326
98	Construcția tip H(eșichier)	3	3	81	76	254 * 45 * 007	1,737	598	1326
99	Construcția tip H(eșichier)	3	4	81	57	254 * 45 * 007	1,303	449	1326
100	Construcția tip H(eșichier)	4	2	108	116	254 * 60 * 007	3,535	930	1350
101	Construcția tip H(eșichier)	4	3	108	76	254 * 60 * 007	2,316	609	1350
102	Construcția tip H(eșichier)	4	4	108	57	254 * 60 * 007	1,737	457	1350
103	Construcția tip I(eșichier)	2	2	20	116	254 * 50 * 01	2,946	920	312
104	Construcția tip I(eșichier)	2	3	20	76	254 * 50 * 01	1,930	603	312
105	Construcția tip I(eșichier)	2	4	20	57	254 * 50 * 01	1,447	452	312
106	Construcția tip I(eșichier)	3	2	30	116	254 * 75 * 01	4,419	920	312
107	Construcția tip I(eșichier)	3	3	30	76	254 * 75 * 01	2,895	603	312
108	Construcția tip I(eșichier)	3	4	30	57	254 * 75 * 01	2,171	452	312
109	Construcția tip I(eșichier)	4	2	40	116	254 * 100 * 01	5,892	920	312
110	Construcția tip I(eșichier)	4	3	40	76	254 * 100 * 01	3,860	603	312
111	Construcția tip I(eșichier)	4	4	40	57	254 * 100 * 01	2,895	452	312
112	Construcția tip I(eșichier)	2	2	20	116	254 * 50 * 007	2,946	920	312

113	Construcția tip I (eșichier)	2	3	20	76	254 * 50 * 0,07	1,930	603	312
114	Construcția tip I (eșichier)	2	4	20	57	254 * 50 * 0,07	1,447	452	312
115	Construcția tip I (eșichier)	3	2	30	116	254 * 75 * 0,07	4,419	920	312
116	Construcția tip I (eșichier)	3	3	30	76	254 * 75 * 0,07	2,895	603	312
117	Construcția tip I (eșichier)	3	4	30	57	254 * 75 * 0,07	2,171	452	312
118	Construcția tip I (eșichier)	4	2	40	116	254 * 100 * 0,07	5,892	920	312
119	Construcția tip I (eșichier)	4	3	40	76	254 * 100 * 0,07	3,860	603	312
120	Construcția tip I (eșichier)	4	4	40	57	254 * 100 * 0,07	2,895	452	312
121	Construcția tip J (geom. variabilă)	2	—	28	16	198 * 60 * 0,1	3,801	1226	1020
122	Construcția tip J (geom. variabilă)	4	—	56	32	198 * 120 * 0,1	1,520	249	1037
123	Construcția tip J (geom. variabilă)	2	—	28	16	198 * 60 * 0,07	0,380	122	1020
124	Construcția tip J (geom. variabilă)	4	—	56	32	198 * 120 * 0,07	1,520	249	1037
125	Construcția tip L (ondulat)	2	—	32	18	222 * 60 * 0,1	0,479	145	727
126	Construcția tip L (ondulat)	4	—	64	36	222 * 120 * 0,1	1,918	286	716
127	Construcția tip L (ondulat)	2	—	32	18	222 * 60 * 0,07	0,479	145	727
128	Construcția tip L (ondulat)	4	—	64	36	222 * 120 * 0,1	1,918	286	716
129	Construcția tip M (ondulat)	1	—	16	18	174 * 60 * 0,1	0,375	144	1846
130	Construcția tip M (ondulat)	2	—	32	36	174 * 120 * 0,1	1,503	283	1811
131	Construcția tip M (ondulat)	1	—	16	18	174 * 60 * 0,07	0,375	144	1846
132	Construcția tip M (ondulat)	2	—	32	36	174 * 120 * 0,07	1,503	283	1811
133	Construcția tip N (ondulat)	2	—	32	36	254 * 54 * 0,1	0,987	290	282
134	Construcția tip N (ondulat)	4	—	64	72	254 * 54 * 0,07	1,975	580	564

CARACTERISTICILE MODULELOR INCERCATE PE CALCULATOR

Nr. crt.	Caracteristici tehnice Tipul schimbătorului	Suprafața totală (m ²)	Secțiunea de trecere a apei (m ²)
1.	Schimbător încălzire cabină tractor (594.001) aripioare cupru drepte	3,778	0,00247
2.	Schimbător încălzire cabină tractor (594.001/II) aripioare aluminiu cu geometrie variabilă.	3,726	0,001084
3.	Schimbător încălzire cabină tractor MAN 135 CP aripioare cupru ondulate	3,216	0,0082
4.	Schimbător încălzire cabină tractor MAN 215 CP aripioare cupru ondulate.	3,655	0,0082
5.	Schimbător încălzire-climatizare ARO 664 aripioare cupru drepte.	1,532	0,00177
6.	Schimbător încălzire-climatizare ARO 664/I, aripioare cupru ondulate	1,420	0,000774
7.	Schimbător încălzire-climatizare ARO 664/II, aripioare aluminiu cu geometrie variabilă.	1,420	0,000774
8.	Schimbător încălzire-climatizare TV 12 598.001/II aripioare alamă ondulate	2,660	0,000345
9.	Schimbător încălzire-climatizare TV 12 598.001/IV, aripioare aluminiu cu geometrie variabilă.	2,660	0,000345

Anexo 5 fila 1/1

SN	SA	PC	SC	NA	VAL
PC	NZ	N	NZ	KUM ³	JAN 78
0.000000	.002400	.100500	.002508	1000.000	1000.000

NBR	PART	M						N	NBR	PART	M	N	NBR	PART	M	N
		1	2	3	4	5	6									
1	1710.00	1	63000	42000	10000	45000	10000	10000	1	1710.00	1	1710.00	1	1710.00	1	1710.00
		2	10000	10000	10000	10000	10000	10000	2	10000	2	10000	2	10000	2	10000
		3	10000	10000	10000	10000	10000	10000	3	10000	3	10000	3	10000	3	10000
		4	10000	10000	10000	10000	10000	10000	4	10000	4	10000	4	10000	4	10000
		5	10000	10000	10000	10000	10000	10000	5	10000	5	10000	5	10000	5	10000
		6	10000	10000	10000	10000	10000	10000	6	10000	6	10000	6	10000	6	10000
		7	10000	10000	10000	10000	10000	10000	7	10000	7	10000	7	10000	7	10000
		8	10000	10000	10000	10000	10000	10000	8	10000	8	10000	8	10000	8	10000
		9	10000	10000	10000	10000	10000	10000	9	10000	9	10000	9	10000	9	10000
		10	10000	10000	10000	10000	10000	10000	10	10000	10	10000	10	10000	10	10000
2	1710.00	1	120000	80000	20000	100000	20000	20000	1	1710.00	1	1710.00	1	1710.00	1	1710.00
		2	10000	10000	10000	10000	10000	10000	2	10000	2	10000	2	10000	2	10000
		3	10000	10000	10000	10000	10000	10000	3	10000	3	10000	3	10000	3	10000
		4	10000	10000	10000	10000	10000	10000	4	10000	4	10000	4	10000	4	10000
		5	10000	10000	10000	10000	10000	10000	5	10000	5	10000	5	10000	5	10000
		6	10000	10000	10000	10000	10000	10000	6	10000	6	10000	6	10000	6	10000
		7	10000	10000	10000	10000	10000	10000	7	10000	7	10000	7	10000	7	10000
		8	10000	10000	10000	10000	10000	10000	8	10000	8	10000	8	10000	8	10000
		9	10000	10000	10000	10000	10000	10000	9	10000	9	10000	9	10000	9	10000
		10	10000	10000	10000	10000	10000	10000	10	10000	10	10000	10	10000	10	10000
3	1710.00	1	100000	70000	30000	50000	20000	20000	1	1710.00	1	1710.00	1	1710.00	1	1710.00
		2	10000	10000	10000	10000	10000	10000	2	10000	2	10000	2	10000	2	10000
		3	10000	10000	10000	10000	10000	10000	3	10000	3	10000	3	10000	3	10000
		4	10000	10000	10000	10000	10000	10000	4	10000	4	10000	4	10000	4	10000
		5	10000	10000	10000	10000	10000	10000	5	10000	5	10000	5	10000	5	10000
		6	10000	10000	10000	10000	10000	10000	6	10000	6	10000	6	10000	6	10000
		7	10000	10000	10000	10000	10000	10000	7	10000	7	10000	7	10000	7	10000
		8	10000	10000	10000	10000	10000	10000	8	10000	8	10000	8	10000	8	10000
		9	10000	10000	10000	10000	10000	10000	9	10000	9	10000	9	10000	9	10000
		10	10000	10000	10000	10000	10000	10000	10	10000	10	10000	10	10000	10	10000

DATE: 11/01/2011
 TIME: 10:00:00

file 7/4

INF	DA	WA	HEM	PTM	PLC	MAX	LC	UI	C	K	KW
KG/S	M/S						M/S	KG/S			M/S

1											
1136F+001	4557F-011	6624F+021	6452F+001	1100F+011	6650F+001	2676E+051	3408E+011	5307F-011	1402F+001	4221F+021	5722F+001
1517F+001	6170E-011	6622F+001	6656F+021	1446F+011	6656F+001	2646F+051	3457E+011	5310F-011	1587F+001	4030F+001	5022E+001
1554F+001	7510F-011	6622F+001	6656F+021	1446F+011	6656F+001	2626F+051	3506F+011	5255F-011	1567F+001	4062F+001	5722F+001
7530F-011	6060E-011	6622F+001	6656F+021	1446F+011	6656F+001	2610F+051	3513E+011	5251F-011	1576F+001	4062F+001	5722F+001
4605F-011	7844E-011	6622F+001	6656F+021	1446F+011	6656F+001	2596F+051	3519E+011	5284E-011	1566F+001	4062F+001	5722F+001
4605F-011	1844E-011	6622F+001	6656F+021	1446F+011	6656F+001	2507F+051	3527E+011	6026E-011	1503F+001	4062F+001	5722F+001
7530F-011	6060E-011	6622F+001	6656F+021	1446F+011	6656F+001	5054E+051	7266F+011	6617F-011	7231F+001	7252F+001	1020F+001
1136F+001	4557F-011	6624F+021	6452F+001	1100F+011	6650F+001	5037F+051	7259E+011	6604E-011	7122F+001	7387E+001	1020F+001
1517F+001	6170E-011	6622F+001	6656F+021	1446F+011	6656F+001	5017E+051	7267F+011	6596F-011	7159F+001	7482F+001	1020F+001
1237F+001	7456E-011	6622F+001	6656F+021	1446F+011	6656F+001	2502E+051	7263E+011	6600E-011	7166F+001	7376E+001	1020F+001
1546F+001	7510E-011	6622F+001	6656F+021	1446F+011	6656F+001	7049F+051	1079E+021	9363E-011	4273F+001	7766F+001	1306F+001
1517F+001	6170E-011	6622F+001	6656F+021	1446F+011	6656F+001	7033E+051	10733E+021	9321E-011	4118F+001	7775F+001	1307E+001
1136F+001	4557E-011	6624F+021	6452F+001	1100F+011	6650F+001	7036F+051	1079E+021	9358E-011	4059F+001	7795F+001	1306F+001

2											
7530F-011	6060E-011	6622F+001	6656F+021	1446F+011	6656F+001	7046F+051	1072E+021	9366E-011	4071F+001	7759F+001	1306F+001
4605F-011	1844E-011	6622F+001	6656F+021	1446F+011	6656F+001	7049E+051	1079E+021	9366E-011	4111F+001	7753F+001	1306F+001
4605F-011	1844E-011	6622F+001	6656F+021	1446F+011	6656F+001	6531E+051	1072E+021	1245F+001	4020F+001	7537F+001	1306F+001
7530F-011	6060E-011	6622F+001	6656F+021	1446F+011	6656F+001	7029E+051	1073E+021	9354F+001	4091F+001	7555F+001	1306F+001

3											
1051F+001	6727E-011	6622F+001	6656F+021	1446F+011	6656F+001	5282E+051	1074E+021	1242F+001	5225F+001	721F+001	1624F+001
1517F+001	6170E-011	6622F+001	6656F+021	1446F+011	6656F+001	5276E+051	10785E+021	1242F+001	5266E+001	721F+001	1624F+001
1837F+001	4556E-011	6624F+021	6452F+001	1100F+011	6650F+001	11581E+001	1074E+021	1562E+001	4795F+001	4084F+001	1154F+001
1517F+001	6170E-011	6622F+001	6656F+021	1446F+011	6656F+001	1159E+001	10747E+021	1563F+001	4757E+001	4206E+001	1154E+001
1136F+001	4557E-011	6624F+021	6452F+001	1100F+011	6650F+001	1163E+001	10744E+021	1565F+001	4731E+001	4260F+001	1154E+001
7530F-011	6060E-011	6622F+001	6656F+021	1446F+011	6656F+001	1165E+001	10743E+021	1566E+001	4799F+001	4219E+001	1154E+001
4605F-011	1844E-011	6622F+001	6656F+021	1446F+011	6656F+001	1165E+001	10743E+021	1566E+001	4799F+001	4219E+001	1154E+001

1. HON LOCALIZIFE GAETNA THACIGH CARIFICARE CNDLLATE ALLMINTU/ 254-009/11

DATE COSTRUTIVE

Anexa 5 fila 2/7

01	SA	CU	SC	RA	CIL
05	M2	M	M2	KG/M3	J/KG/K
160000	.001004	.100500	.002500	1000.000	1004.040

KADIAICK INPALEZIRE LABYNA TRACTOR TIF MAN 135

DATE CONSTRUCTIVE

Anexo 5 fila 3/7

SN	SA	DC	SC	NA	CEL
Nº	Nº	M	Nº	KG/M ²	J/VB/K
5.210000	.008200	.106500	.008508	1000.000	1004.640

KADIAH TUNGGALAH LUMINA TERATA

 MAHUT WACILAH (VITROR ST. P. 1991)

file 3/2

NR	PAT	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0	REL	ALL	TR	NUM	TR	
1	100.00	4000	4000	4000	4000	4000	4000	4000	4000	4000	4000	5000	4000	4000	4000	4000	4000
2	100.00	1.0000	.5000	.4000	.3000	.2000	.1000	.5000	.5000	.5000	.5000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
3	100.00	1.2000	1.2000	1.2000	1.2000	1.2000	1.2000	1.2000	1.2000	1.2000	1.2000	1.4000	1.4000	1.4000	1.4000	1.4000	1.4000
4	100.00	1.8000	1.8000	1.8000	1.8000	1.8000	1.8000	1.8000	1.8000	1.8000	1.8000	2.0000	2.0000	2.0000	2.0000	2.0000	2.0000
5	100.00	2.5000	2.5000	2.5000	2.5000	2.5000	2.5000	2.5000	2.5000	2.5000	2.5000	2.7000	2.7000	2.7000	2.7000	2.7000	2.7000

NO	UNIT	QUANTITY	UNIT PRICE	TOTAL PRICE	UNIT PRICE	TOTAL PRICE
1	1	1	1	1	1	1
2	2	2	2	2	2	2
3	3	3	3	3	3	3
4	4	4	4	4	4	4
5	5	5	5	5	5	5

KAPITULAN KAPALZITRE CABINA TRACIOR TIF MAR 215

PATE (CASTEL) TIVE

Anexo 5 fila 417

SN	SO	CC	SC	RA	CEL
N2	N2	P	N2	KG/VS	JJKG/K
1000.000	1002.001	1003.000	1004.000	1005.000	1006.000

—

—

—

MADIAIKH YDOPUZTEP HRC SAHIFICANE DRIETE PTA CLOFLWKA

DATE COASTPLCTIVE
 ***** *Anexa 6 fila 5/1*

SH	SA	DC	SC	KA	CFL
PC	NZ	M	NZ	KC/NZ	J/KC/K
7.226000	.007770	.106500	.008908	1000.000	1004.640

ASSET CAPITAL

file 4/4

INR	CA	WA	LEN	PTV	RLI	WIMAX	KF	ILC	DL	X	Y
1	200000000	244000000	280000000	320000000	360000000	400000000	440000000	480000000	520000000	560000000	600000000
2	100000000	150000000	200000000	250000000	300000000	350000000	400000000	450000000	500000000	550000000	600000000
3	500000000	600000000	700000000	800000000	900000000	1000000000	1100000000	1200000000	1300000000	1400000000	1500000000
4	200000000	250000000	300000000	350000000	400000000	450000000	500000000	550000000	600000000	650000000	700000000
5	300000000	400000000	500000000	600000000	700000000	800000000	900000000	1000000000	1100000000	1200000000	1300000000

NR	HPT	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
NR	HPT	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	105.00	1.2000	0.0000	1.0000	2.0000	3.0000	4.0000	5.0000	6.0000	7.0000	8.0000	9.0000	10.0000
2	105.00	6.5000	2.0000	0.0000	2.0000	3.0000	4.0000	5.0000	6.0000	7.0000	8.0000	9.0000	10.0000
3	105.00	1.0000	2.0000	3.0000	4.0000	5.0000	6.0000	7.0000	8.0000	9.0000	10.0000	11.0000	12.0000
4	105.00	3.5000	2.0000	3.5000	5.0000	6.5000	8.0000	9.5000	11.0000	12.5000	14.0000	15.5000	17.0000
5	105.00	4.0000	3.0000	2.5000	2.0000	1.5000	1.0000	0.5000	0.0000	-0.5000	-1.0000	-1.5000	-2.0000

11/5/13

NR	TIC	TJ	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
----	-----	----	---	---	---	---	---	---	---	---	---	----

1 151.0000 175.800 171.9000 166.800 169.100 175.000 172.700 179.500 177.400 173.700 182.700 187.000

2 152.0000 177.0000 177.200 175.200 177.700 179.400 177.700 179.400 176.700 174.200 172.000 183.000 187.000

3 154.0000 172.8000 168.200 164.200 171.700 175.000 173.000 175.000 174.500 172.400 170.700 181.000 185.000

4 155.5000 174.500 174.800 171.500 166.500 175.500 175.500 175.500 174.500 172.500 170.500 181.000 185.000

5 156.0000 175.0000 175.000 171.000 166.000 175.000 175.000 175.000 174.000 172.000 170.000 181.000 185.000

6 157.0000 176.0000 176.000 172.000 167.000 176.000 176.000 176.000 175.000 173.000 171.000 182.000 186.000

7 158.0000 177.0000 177.000 173.000 168.000 177.000 177.000 177.000 176.000 174.000 172.000 183.000 187.000

8 159.0000 178.0000 178.000 174.000 169.000 178.000 178.000 178.000 177.000 175.000 173.000 184.000 188.000

9 160.0000 179.0000 179.000 175.000 170.000 179.000 179.000 179.000 178.000 176.000 174.000 185.000 189.000

10 161.0000 180.0000 180.000 176.000 171.000 180.000 180.000 180.000 179.000 177.000 175.000 186.000 190.000

11 162.0000 181.0000 181.000 177.000 172.000 181.000 181.000 181.000 180.000 178.000 176.000 187.000 191.000

12 163.0000 182.0000 182.000 178.000 173.000 182.000 182.000 182.000 181.000 179.000 177.000 188.000 192.000

13 164.0000 183.0000 183.000 179.000 174.000 183.000 183.000 183.000 182.000 180.000 178.000 189.000 193.000

14 165.0000 184.0000 184.000 180.000 175.000 184.000 184.000 184.000 183.000 181.000 179.000 190.000 194.000

15 166.0000 185.0000 185.000 181.000 176.000 185.000 185.000 185.000 184.000 182.000 180.000 191.000 195.000

16 167.0000 186.0000 186.000 182.000 177.000 186.000 186.000 186.000 185.000 183.000 181.000 192.000 196.000

17 168.0000 187.0000 187.000 183.000 178.000 187.000 187.000 187.000 186.000 184.000 182.000 193.000 197.000

18 169.0000 188.0000 188.000 184.000 179.000 188.000 188.000 188.000 187.000 185.000 183.000 194.000 198.000

19 170.0000 189.0000 189.000 185.000 180.000 189.000 189.000 189.000 188.000 186.000 184.000 195.000 199.000

20 171.0000 190.0000 190.000 186.000 181.000 190.000 190.000 190.000 189.000 187.000 185.000 196.000 200.000

21 172.0000 191.0000 191.000 187.000 182.000 191.000 191.000 191.000 190.000 188.000 186.000 197.000 201.000

22 173.0000 192.0000 192.000 188.000 183.000 192.000 192.000 192.000 191.000 189.000 187.000 198.000 202.000

23 174.0000 193.0000 193.000 189.000 184.000 193.000 193.000 193.000 192.000 190.000 188.000 199.000 203.000

24 175.0000 194.0000 194.000 190.000 185.000 194.000 194.000 194.000 193.000 191.000 189.000 200.000 204.000

25 176.0000 195.0000 195.000 191.000 186.000 195.000 195.000 195.000 194.000 192.000 190.000 201.000 205.000

26 177.0000 196.0000 196.000 192.000 187.000 196.000 196.000 196.000 195.000 193.000 191.000 202.000 206.000

1. ION TROZIERE ANO CARIPACANE CADLATE DIN CLERU) - 604/1

DATE CONSTELATIVE

Anexa 6 fila 6/1

SA	SA	CL	SC	RA	CFL
M2	M2	M	M2	KG/M3	J/KG/K
1.440000	.000774	.100500	.008508	1000.000	1004.040

MATERIAL CALCULATE

FILE 5/4

INP	PA	WA	LEN	PTH	RLC	WIMAX	UIC	CI	G	K	WIV
KG/S	M/S	C	-C	KG/M ²	M/S		M/S	KG/S	G	LM ² /K	M/S

1											
.701F-01	.2528E+01	.7450E+02	.6666E+02	.1074E+01	.4274E+01						
.4877E-01	.3885E-01	.7610E+02	.6572E+02	.1070E+01	.4281E+01						
.1954E+00	.1104E+00	.7650E+02	.6480E+02	.1073E+01	.4285E+01						
.5712E-01	.5487E-01	.7700E+02	.6382E+02	.1058E+01	.4506E+01						
.1411E+00	.7974E-01	.7764E+02	.6388E+02	.1057E+01	.4509E+01						
.2075E+00	.1772E+00	.7747E+02	.6172E+02	.1073E+01	.4601E+01						
.1411E+00	.7974E-01	.7701E+02	.6188E+02	.1077E+01	.4688E+01						
2											
.6712E-01	.5487E-01	.7640E+02	.6174E+02	.1073E+01	.4708E+01						
.6257E-01	.5535E-01	.7511E+02	.6184E+02	.1074E+01	.4712E+01						
.7688E-01	.2072E-01	.7421E+02	.6111E+02	.1074E+01	.4713E+01						
.7648E-01	.2072E-01	.7198E+02	.6220E+02	.1073E+01	.4736E+02						
.6672E-01	.5205E-01	.7282E+02	.6284E+02	.1073E+01	.4728E+02						
3											
.6712E-01	.5487E-01	.7453E+02	.6289E+02	.1078E+01	.4764E+02						
.1954E+00	.1104E+00	.7444E+02	.6274E+02	.1077E+01	.4764E+02						
.1954E+00	.1104E+00	.7520E+02	.6274E+02	.1073E+01	.4764E+02						
.1954E+00	.1104E+00	.7520E+02	.6274E+02	.1073E+01	.4764E+02						
.1411E+00	.7974E-01	.7505E+02	.6271E+02	.1073E+01	.4762E+02						
.1411E+00	.7974E-01	.7505E+02	.6271E+02	.1073E+01	.4762E+02						
4											
.6712E-01	.5487E-01	.7843E+02	.6507E+02	.1073E+01	.4848E+02						
.6257E-01	.5535E-01	.7749E+02	.6480E+02	.1073E+01	.4852E+02						
.7688E-01	.2072E-01	.7671E+02	.6388E+02	.1072E+01	.4860E+02						
.7648E-01	.2072E-01	.7671E+02	.6388E+02	.1072E+01	.4860E+02						
.6672E-01	.5205E-01	.7648E+02	.6481E+02	.1074E+01	.4873E+02						
.6257E-01	.5535E-01	.7551E+02	.6507E+02	.1074E+01	.4873E+02						
5											
.6712E-01	.5487E-01	.7674E+02	.6467E+02	.1077E+01	.4884E+02						
.1411E+00	.7974E-01	.7674E+02	.6467E+02	.1077E+01	.4884E+02						
.1954E+00	.1104E+00	.7018E+02	.6467E+02	.1077E+01	.4884E+02						

KANDIDAT TINGGAH DAN ANHONORASI
 KANDIDAT TINGGAH DAN ANHONORASI
 KANDIDAT TINGGAH DAN ANHONORASI

KANDIDAT TINGGAH DAN ANHONORASI
 KANDIDAT TINGGAH DAN ANHONORASI

file 6/2

NR	IC	I1	I2	I3	I4	I5	I6	I7	I8	I9	I10	I11	I12	I13	I14	I15	I16	I17	I18	I19	I20	
1	127.600	175.300	171.700	172.200	175.800	176.400	175.800	176.400	175.800	176.400	175.800	176.400	175.800	176.400	175.800	176.400	175.800	176.400	175.800	176.400	175.800	176.400
2	127.600	167.400	167.400	167.400	167.400	167.400	167.400	167.400	167.400	167.400	167.400	167.400	167.400	167.400	167.400	167.400	167.400	167.400	167.400	167.400	167.400	167.400
3	129.200	165.200	165.200	165.200	165.200	165.200	165.200	165.200	165.200	165.200	165.200	165.200	165.200	165.200	165.200	165.200	165.200	165.200	165.200	165.200	165.200	165.200
4	129.800	164.400	164.400	164.400	164.400	164.400	164.400	164.400	164.400	164.400	164.400	164.400	164.400	164.400	164.400	164.400	164.400	164.400	164.400	164.400	164.400	164.400
5	130.200	159.400	159.400	159.400	159.400	159.400	159.400	159.400	159.400	159.400	159.400	159.400	159.400	159.400	159.400	159.400	159.400	159.400	159.400	159.400	159.400	159.400

INR	CP	WA	LEN	FTM	FLC	WIPAX	HF	KIC	LI	C	N	PLA
1	KE/S											

1	1857F+U01	2575F+U01	7650E+U01	6877F+U01	108CF+U01	4659F+U01	276C9F+U05	346CF+U01	2352I-C01	1660I+U01	7017F+U01	6572F+U01
	1515F+U01	1700E+U01	7526E+U01	6705F+U01	1085E+U01	4653E+U01	276C9F+U05	346CF+U01	2352I-C01	1660I+U01	7017F+U01	6572F+U01
1	8948F-U01	1150E+U01	7525E+U01	6903F+U01	1094F+U01	4655E+U01	276C9F+U05	346SE+U01	234CF-C01	1759E+U01	7655F+U01	6572F+U01
	6672E-U01	7525E-U01	7500E+U01	6776F+U01	1055E+U01	4176E+U01	276C9F+U05	346SE+U01	234CF-C01	1759E+U01	7655F+U01	6572F+U01
	2647F-U01	4195E-U01	7401E+U01	678CF+U01	1064F+U01	4655E+U01	276C9F+U05	346SE+U01	234CF-C01	1759E+U01	7655F+U01	6572F+U01
	2647F-U01	4195E-U01	6740E+U01	631CF+U01	1064F+U01	8579F+U01	276C9F+U05	346SE+U01	234CF-C01	1759E+U01	7655F+U01	6572F+U01
	6672E-U01	7525E-U01	6701E+U01	6275F+U01	10894E+U01	8476F+U01	276C9F+U05	346CF+U01	2352I-C01	1660I+U01	7017F+U01	6572F+U01
2	8948F-U01	1150E+U01	6800E+U01	6235F+U01	10620F+U01	8504E+U01	276C9F+U05	346CF+U01	2352I-C01	1660I+U01	7017F+U01	6572F+U01
	1515F+U01	1700E+U01	6710E+U01	6237F+U01	1087E+U01	84597E+U01	276C9F+U05	346CF+U01	2352I-C01	1660I+U01	7017F+U01	6572F+U01
	1857F+U01	2575E+U01	7000E+U01	6219F+U01	10894E+U01	8456E+U01	276C9F+U05	346CF+U01	2352I-C01	1660I+U01	7017F+U01	6572F+U01
	1857F+U01	2575E+U01	6750E+U01	6371F+U01	1085E+U01	7604E+U01	276C9F+U05	346CF+U01	2352I-C01	1660I+U01	7017F+U01	6572F+U01
	1515F+U01	1700E+U01	6705E+U01	6425F+U01	1075E+U01	9191E+U01	276C9F+U05	346CF+U01	2352I-C01	1660I+U01	7017F+U01	6572F+U01
3	8948E-U01	1150E+U01	6871E+U01	6450F+U01	1075E+U01	9100F+U01	276C9F+U05	346CF+U01	2352I-C01	1660I+U01	7017F+U01	6572F+U01
	6672E-U01	7525E-U01	6400E+U01	6524F+U01	1075E+U01	9141E+U01	276C9F+U05	346CF+U01	2352I-C01	1660I+U01	7017F+U01	6572F+U01
	2647F-U01	4195E-U01	6500E+U01	6684F+U01	1078E+U01	9207E+U01	276C9F+U05	346CF+U01	2352I-C01	1660I+U01	7017F+U01	6572F+U01
	2647F-U01	4195E-U01	6400E+U01	6684F+U01	1077F+U01	9297E+U01	276C9F+U05	346CF+U01	2352I-C01	1660I+U01	7017F+U01	6572F+U01
	6972E-U01	6017E+U01	6001E+U01	6669F+U01	1075E+U01	9250E+U01	276C9F+U05	346CF+U01	2352I-C01	1660I+U01	7017F+U01	6572F+U01
4	8948F-U01	1150E+U01	6300E+U01	6364F+U01	1072E+U01	9209I+U01	276C9F+U05	346CF+U01	2352I-C01	1660I+U01	7017F+U01	6572F+U01
	1515F+U01	1700E+U01	6401E+U01	6627F+U01	1075E+U01	9202I+U01	276C9F+U05	346CF+U01	2352I-C01	1660I+U01	7017F+U01	6572F+U01
	1857F+U01	2575E+U01	6440E+U01	6667F+U01	1075E+U01	9250F+U01	276C9F+U05	346CF+U01	2352I-C01	1660I+U01	7017F+U01	6572F+U01
	1857F+U01	2575E+U01	6500E+U01	6667F+U01	1075E+U01	9250F+U01	276C9F+U05	346CF+U01	2352I-C01	1660I+U01	7017F+U01	6572F+U01
	1857F+U01	2575E+U01	6300E+U01	6711F+U01	1075E+U01	9201F+U01	276C9F+U05	346CF+U01	2352I-C01	1660I+U01	7017F+U01	6572F+U01
	1515F+U01	1700E+U01	6100E+U01	6737F+U01	1075E+U01	9204E+U01	276C9F+U05	346CF+U01	2352I-C01	1660I+U01	7017F+U01	6572F+U01
5	8948E-U01	1150E+U01	6050E+U01	6785I+U01	1076E+U01	9297I+U01	276C9F+U05	346CF+U01	2352I-C01	1660I+U01	7017F+U01	6572F+U01
	6672E-U01	7525E-U01	6500E+U01	6781F+U01	1076E+U01	9297I+U01	276C9F+U05	346CF+U01	2352I-C01	1660I+U01	7017F+U01	6572F+U01
	2647F-U01	4195E-U01	6500E+U01	6785F+U01	1076E+U01	9297I+U01	276C9F+U05	346CF+U01	2352I-C01	1660I+U01	7017F+U01	6572F+U01

ACIAJAH TAPPL7JRE AND SANIFICANE (ADULAI ALIMINTI) 204/11

DATA CONSTRUCTIVE

Anexo 6 fila 7/7

SM	SA	PC	SC	RA	CEL
M2	M2	M	M2	KG/M ³	J/KG/K
1.440000	.007740	.106500	.008508	1000.000	1004.640

STATE OF TEXAS
 COUNTY OF DALLAS
 CITY OF DALLAS

File 6/4

LINE NO.	DESCRIPTION	AMOUNT	DATE	INITIALS	REMARKS	AMOUNT	DATE	INITIALS	REMARKS
1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23
24
25
26
27
28
29
30

file 7/3

NR	IC	TL	1	2	3	4	5	6	7	8	9	TH	TA
1	154.500	129.000	174.500	172.000	175.700	174.700	175.000	176.000	179.500	184.500	187.000	192.000	196.000
2	143.000	140.200	175.500	174.000	174.500	174.700	174.800	174.900	175.000	175.100	175.200	175.300	175.400
3	145.500	140.500	170.000	170.000	170.000	170.000	170.000	170.000	170.000	170.000	170.000	170.000	170.000
4	146.000	140.500	170.000	170.000	170.000	170.000	170.000	170.000	170.000	170.000	170.000	170.000	170.000
5	144.000	140.500	170.000	170.000	170.000	170.000	170.000	170.000	170.000	170.000	170.000	170.000	170.000

KADJALAN TINGKATRE IV12 (PRIPICARE DTM ALAMA) 598-001/11

DATE CONSTRICTIVE
 ***** *Anexo 7 fila 8/7*

SM	SA	DC	SC	RA	CPL
M2	M2	M	M2	KG/M3	J/KG/K
1.200000	.000342	.106500	.008908	1000.000	1004.640

L275E 1472 (ANIPICARE DIN ALLMINTU) SSE-001/IV

DATE CONSTRICTIVE

Anexa 7 fila 9/7

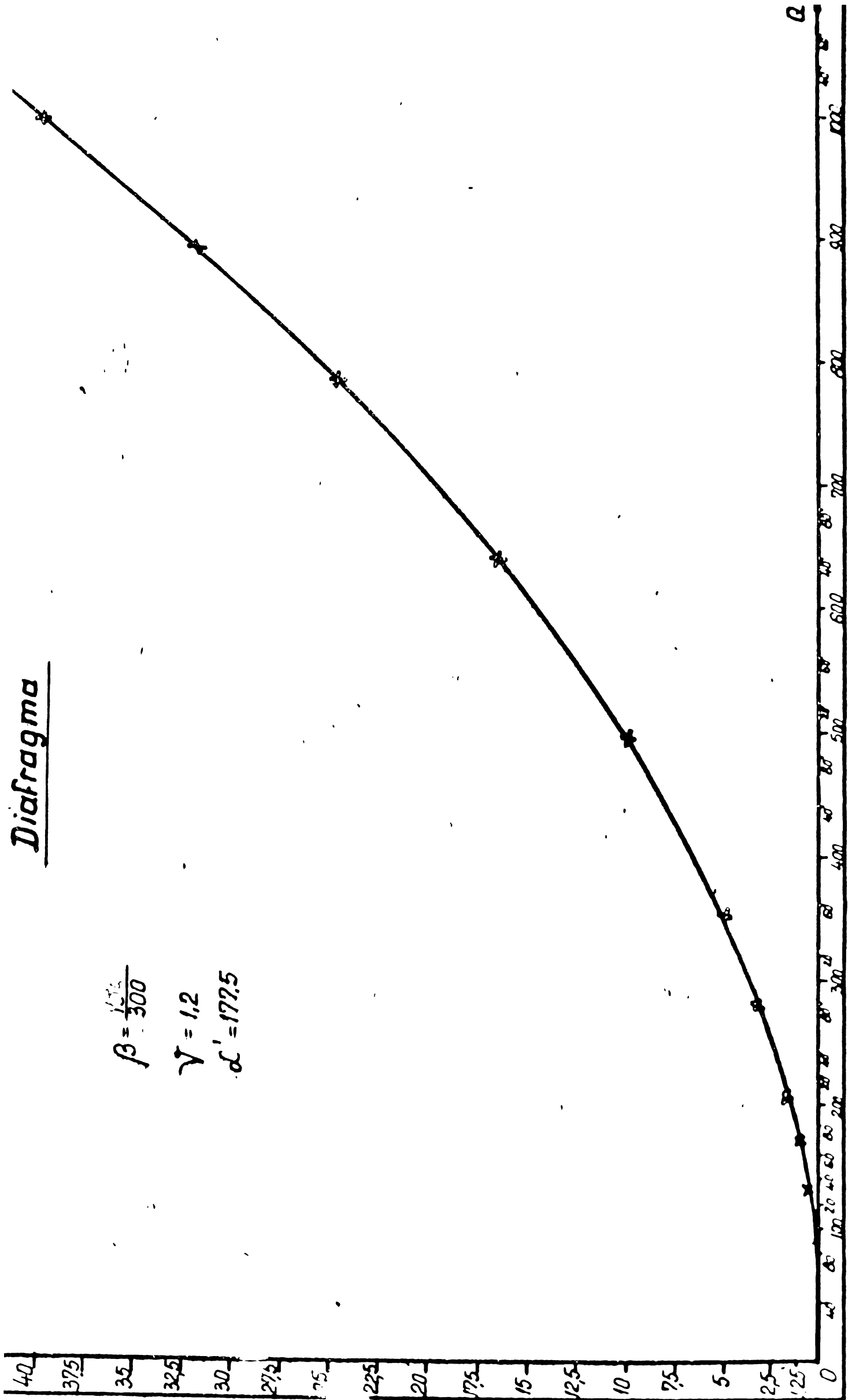
SA	DC	SC	RA	CFE
N2	N	N2	KG/M3	J/KG/K
000343	106500	008508	1000.000	1004640

Diafragma

$$\beta = \frac{177.5}{300}$$

$$\gamma = 1.2$$

$$\alpha' = 177.5$$



- fișă date primare -
POMPĂ TERMICĂ - VAR. I
 Cu - Al - lipit (F12)

Regimul: iarnă

Nr. cont	Freon (F12)				Aer										Gi	Ge	Qi	Qc	Δt_{mi}	Δt_{me}	Ki	Ke	R+R	
	Tcd	Tv	Pc	I	Tet	Te1	Te2	ΔTe	$\frac{\rho_1}{\rho_2}$	γ_e	Tt1	Tt2	ΔT_i	γ_1										γ_2
1	45	+6	600	1,2	20,2	20,6	14,1	6,5	68	1,225	20,2	27,6	7,4	34	1,134	510	310	900	483,6	20,7	11,07	3,54	4	710
2	45	+7	600	1,2	17,3	17,7	14,9	2,8	69	1,220	17,3	23,8	6,5	31	1,130	509	388	800	260,7	24,1	9,34	2,69	2,55	710
3	48	+7,6	600	1,3	17,5	18,2	15,5	2,7	68	1,216	17,0	22,6	5,6	26	1,124	506	403	675	261	27,8	9,24	1,98	2,58	710
4	50	+8,7	680	1,35	18,0	18,6	16,6	2	66	1,211	18,0	24,6	6,6	24	1,117	503	539	800	258,7	28,6	8,97	2,27	2,64	790
5	52	+9	700	1,35	18,1	19,0	17,1	1,9	62	1,212	18,0	24,7	6,7	23	1,114	501	575	800	262,2	30	9,19	2,17	2,61	810
6	55	+10	725	1,4	18,9	19,7	17,9	1,8	57	1,208	18,9	25,6	6,7	22	1,110	500	625	800	270	32,4	8,7	2	2,84	635

$S_{BE} = 10,93 m^2$

$S_{BI} = 12,35 m^2$

$G_{volumetric} = 450 m^3/h$

$A_{BE} = 0,0493 m^2$

- Fișă date primare -

Regimul: iarnă

Pompă termică Variantă I Cu-AL (lipit)

(F22)

Nr crt	Freon (F22)										Aer										Gi	Ge	Qi	Qe	Δt_{mi}	Δt_{mc}	ki	ke	A+R _e		
	T _{cd}	T _v	P _c	I	T _{ext}	T _{e1}	T _{e2}	ΔT_e	γ_e	T _{i1}	T _{i2}	ΔT_i	γ_i	γ_i	T _{e1}	T _{e2}	ΔT_e	γ_e	T _{i1}	T _{i2}										ΔT_i	γ_i
1	42	7	620	1,25	23,2	28	19	9,	48	1,204	23,2	32,2	9,1	15	1,112	504	304	1.100	656	13,7	16,1	6,5	3,72	730							
2	42	8	620	1,25	22,6	28	19,2	8,8	47	1,204	22,6	33,4	10,8	16	1,119	503,5	371	1.300	784	13,3	15,13	7,9	4,74	730							
3	42	8	620	1,25	22,4	28	19,9	8,1	47	1,2	22,4	33,2	10,8	16	1,115	502	434	1.300	845	13,5	15,63	7,8	4,95	730							
4	43	9	640	1,25	22	27,4	20,4	7	46	1,199	22	33,6	11,6	16	1,117	502,7	500	1.400	830	14,4	14,9	7,9	5,10	750							
5	43	9	640	1,25	22,4	27,2	20,8	6,4	47	1,196	22,4	33,2	10,8	16	1,117	502,7	544	1.300	835	14,6	14,84	7,25	5,15	750							
6	44	9	640	1,25	22	27,2	21,8	5,4	45	1,191	22	31,9	9,9	16	1,119	502,7	585	1.200	758	16,6	15,41	6,75	4,5	750							
7	44	10	650	1,25	21,9	27,2	22,2	5	46	1,19	21,9	32,7	10,8	16	1,117	502,7	665	1.300	799	16,1	14,57	6,6	5,02	750							

- fișă date primare -

Regimul: iarnă
(CFD)

Pompă termică variantă i-a Cu-Al (lipit)
compresor Termofrig F 22

Nr. crt.	Freon (F22)		Aer										Ge	Qi	Qe	Δt_{m1}	Δt_{m2}	ki	kc	R+Rv				
	Tcd	Tv	Pc	I	Text	Tc1	Tc2	ΔT_2	f2	γ_2	Ti1	Ti2									ΔT_1	fi	γ_1	Gi
1	-1,8	-5,8	950	4,2	-8,5	-2,5	-5,5	3	80	1,320	22	29	7	68	1,188	534,6	425,6	898,7	306,4	5,62	1,25	12,9	22,3	1060
2	33,3	-4,9	960	4,25	-6,5	-1	-4,6	3,6	76	1,315	22,3	29,6	7,3	69	1,191	535,5	423	932,9	371,5	6,7	1,39	11,2	24,4	1070
3	31,8	-6,1	940	4,2	-8,8	-2,6	-5,8	3,2	80	1,321	23,7	29,2	5,5	68	1,188	532,8	427,2	708,2	328	4,88	1,30	11,8	23,1	1050
4	31,4	-4	960	4,25	-4,8	0,6	-3,5	2,9	81	1,1311	20,5	28,1	7,6	79	1,112	536,4	419,5	974,2	292	6,4	1,51	12,4	17,7	1070
5	32,5	-0,8	970	4,3	-0,4	2,7	-0,3	3	83	1,31	21,1	28,9	7,8	79	1,194	537,3	419,2	1017,7	301,8	6,78	1,54	12,9	18,4	1050
6	34	1	970	4,3	2	4,6	15	3,1	83	1,303	22,3	30,3	8	79	1,185	533,2	416	1026,1	325,4	6,95	1,57	12	19,0	1050
7	30	-6,8	930	4,2	-9	-3,2	-6,4	3,2	80	1,324	22	27,4	5,4	80	1,2	540	423,7	697,4	328	4,81	1,46	11,8	22,6	1050

- Fișă date primare - Varianta II

Pompă termică preumflare pronunțată II:
(F12)

Regimul: iarnă

Nr ser	Freon (F12)										Aer										Δtm _i	Δtm _e	k _i	k _e	R _{e+R_i}
	T _{cd}	T _v	P _c	I	T _{ext}	T _{e1}	T _{e2}	ΔT _e	φ _e /φ _{e2}	ρ _e	T _{i1}	T _{i2}	ΔT _i	φ _i	γ _i	G _i	G _e	Q _i	Q _e	grad					
1	37,0	6,0	560	1,2	11,5	13,8	7,0	6,8	82	1,242	11,5	20,3	8,8	35	1,154	519	417,3	1.100	681	20,7	3,31	4,3	17,75	670	
2	41,0	7,6	610	1,2	16,0	17,1	9,9	7,2	84	1,243	16,9	24,3	8,3	31	1,119	504	373	1.000	644,5	20,5	5,08	4,35	10,95	720	
3	45	8,7	660	1,25	18,6	19,8	12,5	7,3	88	1,228	18,6	26,9	8,3	32	1,118	503	313,5	1.000	549,3	20,8	6,82	4,29	6,95	770	
4	44	8,0	660	1,25	18,7	19,4	12,0	7,4	90	1,233	18,6	26,0	7,4	32	1,123	505	257	900	456,4	21	7,07	3,5	5,55	770	
5	43	7,6	660	1,25	18,8	19,0	11,5	7,5	85	1,237	18,8	25,8	7	32	1,127	507	221	850	397,8	20,3	7,01	3,42	4,9	770	

$$S_{BE} = 11,59 \text{ m}^2$$

$$S_{BI} = 12,35 \text{ m}^2$$

$$G_j \text{ volumetric} = 450 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$A_{BE} = 0,0483 \text{ m}^2$$

1	38	5,0	600	1,25	19,0	18,1	10,6	7,5	76	1,243	19,0	25,5	6,5	28	1,136	511,2	208	800	374,4	15,5	8,83	4,2	3,76	7,10
2	42	8,0	640	1,25	19,6	18,8	11,5	7,3	75	1,233	19,6	27	7,4	27	1,120	504	226,1	900	396,1	18,6	6,48	3,93	5,41	7,50
3	43	9,0	660	1,25	19,3	19,2	12,2	7	75	1,229	19,3	27,6	8,3	25	1,118	503	322	1000	541	19,2	6,04	4,24	7,93	7,50
4	42	8,5	665	1,25	20,0	19,3	12,4	6,9	75	1,234	20,0	28,8	8,8	25	1,112	504	364	1060	603	16,9	6,78	4,84	7,88	7,75
5	44	9,0	665	1,30	20,4	19,4	12,6	6,8	75	1,229	20,4	29,7	9,3	25	1,112	504	402	1120	655,1	18,6	8,22	4,79	7,07	7,75
6	44	9,0	665	1,30	21,5	19,4	12,7	6,7	75	1,229	21,5	31	9,5	24	1,112	504	420	1150	675	17,4	6,49	5,35	9,21	7,75

$$S_{BE} = 11,29 \text{ m}^2$$

$$S_{BT} = 12,35 \text{ m}^2$$

$$G_i \text{ volumetric} = 450 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$A_{BE} = 0,0487 \text{ m}^2$$

- Fișă date primare -

Pompă termică - Varianta III
Cu-Al - preumflare medie + lipire (F12)

Regimul iarnă
(CFD)

Nr. crt.	Freon (F12)										Aer										Gi	Ge	Qi	Qe	ΔT _{mi}	ΔT _{me}	Ki	Ke	Re
	T _{od}	T _v	P _c	I	T _{ext.}	T _{e1}	T _{e2}	ΔT _e	ρ ₁ /ρ _{e2}	ρ _e	T _{i1}	T _{i2}	ΔT _i	ρ _i	γ _i	[kgf/h]	[kgf/h]	[kcal/h]	[kcal/h]	grad									
1	24,5	-6,5	500	1,15	0	0	-5,1	5,1	78	1,317	17	23,4	6,4	48	1,161	522,5	371	800	454	3,34	3,33	19,5	12,07	610					
2	24,1	-7,5	500	1,15	1,5	1,5	-5,5	7,0	80	1,321	15,1	23	7,9	48	1,165	524,3	373	1000	626,6	3,76	6,38	21,6	8,699	610					
3	26	-7,7	500	1,15	1,5	1,5	-6	7,5	86	1,321	16,1	24	7,9	49	1,164	523,8	373	1000	671,4	4,94	5,8	16,5	10,25	610					
4	25	-7,6	490	1,10	0	0	-6	6	88	1,321	15,2	22	6,8	48	1,174	528,3	373	870	537,1	5,75	3,86	12,4	12,32	600					
5	27	-8	500	1,15	0,2	0,2	-6,2	6,4	88	1,323	18	25,3	7,3	49	1,161	522,5	373,1	914	537,1	4,39	4,22	16,9	12,03	610					
6	27	-7,5	500	1,15	0	0	-6,2	6,2	89	1,323	18	25,1	7,1	49	1,161	522,5	373,1	900	555,2	4,57	3,54	16	13,89	610					
7	28,9	-4	510	1,15	6	6	-2	8	92	1,304	17,5	26	8,5	48	1,151	518	367,7	1060	706	6,22	4,98	13,1	12,56	620					
8	28,9	-4	520	1,20	6	6	-3	9	94	1,308	16,9	25,7	8,8	47	1,152	518,4	368,9	1100	797	6,67	3,91	13,4	18,05	630					
9	31,5	-2	530	1,20	8,5	8,5	-1,25	9,75	94	1,298	18	27,7	8,7	46	1,144	514,8	366	1200	856,4	7,66	8,33	12,9	9,11	640					
10	33	-1	550	1,20	9	9	0,8	9,8	94	1,303	18,4	28,3	9,9	44	1,135	511	367,4	1200	864,1	8,66	5,72	17	13,38	660					

$A_{DE} = 0,0487 m^2$

G_i volumetric = 450 m³/h

G_e volumetric = 282 m³/h

$S_{BE} = 11,29 m^2$

$S_{BI} = 12,35 m^2$

- fișă date primare -

Pompă termică - var. IV. AI- AI (F12)

Regimul: iarnă

Nr. cont.	Freon (F12)		Aer													Ge	Gi	Qc	Δtm _i	Δtm _e	k _i	k _e	P _c +P _v	
	T _{cc} [°C]	T _v [°C]	I [A]	P _c [W]	T _{ext} [°C]	T _{c1} [°C]	T _{c2} [°C]	ΔT _e [°C]	φ _{e1} /φ _{e2} [%]	φ _c [%]	T _{i1} [°C]	T _{i2} [°C]	ΔT _i [°C]	φ _i [%]	γ _i [kgf/m ³]									[kgf/h]
1	44,5	13,0	1,20	560	24,2	23,0	20,2	2,8	60	1,198	24,2	31,9	7,7	31	1,131	509	827	1000	555,7	16,2	8,5	10,1	6,6	570
2	45	12,6	1,20	580	23,3	23,2	20,2	3	63	1,1975	23,3	31,1	7,8	31	1,127	507	771	954,1	555,1	17,6	8,93	8,8	6,28	690
3	38	10,5	1,15	535	20,0	20,0	16,6	3,4	64	1,212	21,6	28,2	7,6	32	1,147	516	694	940	570	12,3	7,65	12,47	7,52	645
4	39	10,4	1,15	520	21,4	21,0	17,0	4	64	1,212	21,4	29,1	7,7	32	1,143	517	614	950	589,4	13,4	8,41	11,6	7,08	630
5	35,2	9,8	1,10	500	18,0	18,8	14,0	4,8	65	1,2255	18,0	25,8	7,8	33	1,155	520	540	970	622,1	12,9	6,4	12,3	9,8	610
6	35,0	8,5	1,10	490	18,2	19,0	13,1	5,2	66	1,225	19	26,2	7,2	33	1,154	518	444	900	554,1	12,04	6,97	12,2	8,02	600
7	35	8,0	1,10	490	18,0	18,2	12,4	5,8	67	1,234	22,4	28,8	6,4	33	1,154	519	282	800	393	9,05	6,89	14,4	5,76	600
8	35	7,8	1,10	490	18,0	18,2	12,1	6,1	67	1,234	25,2	30	4,8	33	1,151	519	146	600	214	7,14	6,91	14,2	3,13	600

S_{BE} = 9,9 m²

A_{BE} = 0,082 m²

S_{BI} = 6,13 m²

G_i volumetric = 450 m³/h

- fișă date primare -

Pompă termică - variația IV Al-Al (F12)

Regimul: iarnă
(CFD)

Nr. crt.	Freon (F12)		Aer										G _i	G _e	Q _i	Q _e	ΔT _m	ΔT _{mc}	k _i	k _e	R+R _c			
	T _{cd}	T _v	P _c	I	T _{ext}	T _{e1}	T _{e2}	ΔT _c	ξ _{e1} /ξ _{e2}	γ _e	T _{i1}	T _{i2}										ΔT _i	φ	γ _i
	[°C]	[°C]	[W]	[A]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	grad	[kgf/m ³]	[°C]	[°C]	[°C]	%	[kgf/m ³]	[kgf/h]	[kcal/h]	[kcal/h]	grad	[kcal/m ² h]	[kcal/m ² h]	[W]		
1	33	-1	560	1,3	5,5	5,5	-0,2	5,7	83	1,31	22	29,2	7,2	37	1,158	521,1	369,4	900	505	6,79	2,74	10,8	18,6	670
2	33	-2	560	1,3	2,8	2,8	-1	3,8	81	1,298	25,9	31,7	5,8	37	1,150	517,5	366	720	334	3,42	2,43	17,1	13,9	670
3	38	1,8	600	1,2	4,9	4,9	3,2	1,7	83	1,324	21,4	25,9	4,5	44	1,17	526,5	373,4	570	152,4	14,3	2,15	3,23	7,3	710
4	34	0	560	1,2	2	2	1	1	80	1,284	24,6	28,4	3,8	48	1,161	522,45	362,1	480	86,9	7,3	1,44	5,31	6,1	670
5	27	-3	520	1,2	0	0	-1	1	70	1,298	21	24,6	3,6	51	1,173	527,9	366	460	87,8	3,93	1,47	9,49	6,05	630
6	27	-6	500	1,2	-2,2	-2,2	-5,5	3,3	72	1,318	20	25	5	53	1,176	529,2	371,7	640	294,4	4	1,63	12,95	18,2	610
7	33	-1	560	1,2	5,5	5,5	0	5,5	92	1,2	23,1	29,8	6,7	37	1,159	521,6	338,4	840	446,7	5,93	2,94	11,46	15,3	670

G_i volumetric = 450 m³/h S_{BE} = 9,9 m²

G_e volumetric = 282 m³/h S_{BE} = 12,35 m²
A_{BE} = 0,082 m²



REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA

CONSILIUL NAȚIONAL PENTRU ȘTIINȚĂ ȘI TEHNOLOGIE
OFICIUL DE STAT PENTRU INVENȚII ȘI MĂRCI

Certificat de Inventator

Nr. 64894

acordat autorilor dr. ing. MIHAI GABRIEL MARIUS POP,
ing. DRĂGĂNESCU DAN GEORGE din București, ing. DAN
ALEXANDRU BAROZZI din Brașov, ing. DUMITRU MAHEA din
București, ing. SERGIU ȘERBANESCU, ing. ERICH SCHWABEL,
BARABAS ZOITAN, ing. CALIN VALENTIN din Brașov,
ing. ZDRENGHEA PAUL, fiz. ȘTEFAN CRICAN din Cluj-Napoca
pentru invenția cu titlul "Schimbător de căldură"

conform descrierii și desenele alăturate, formind obiectul cererii
de brevet de invenție nr. 89554 din 10.02.1977, ora 8⁴⁵
cu prioritate de la 10.02.1977

pentru care s-a acordat titularului ÎNTRĂPRINDEREA DE
RADIATOARE ȘI CABLURI din Brașov, Republica
Socialistă Română
brevetul de invenție nr. 64894 din 16.05.1977

Prin acordarea certificatului de inventator se recunoaște
inventatorului calitatea de autor al invenției cu toate drepturile
ce decurg din această calitate, în baza legii nr. 62/1974.

DIRECTOR,

FESTIVALUL
NATIONAL

„CÎNTAREA ROMÂNIEI“

ediția a II-a



OFICIUL DE STAT PENTRU EVENIMENTE
SI MARCI

COMITATUL JUDEȚEAN AL INVENTORILOR
SI INVENTIILOR



SALONUL
DE INVENTII

BRAȘOV 1979

DIPLOMA

Se acordă premiul **II**

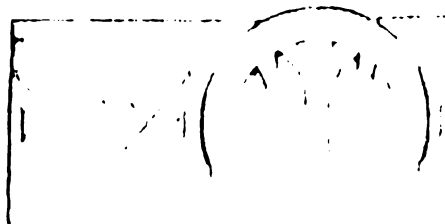
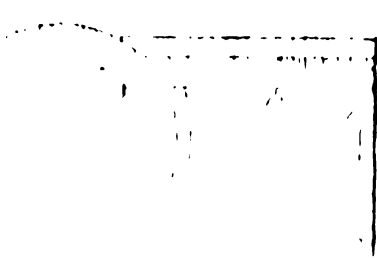
SCHIMBATOR DE CALDURĂ
pentru încălzire CU GEOMETRIE VARIABILĂ DIN ALUMINIU

autor **ING. SCHNABEL ERIC**

INTREPR. **Radiatoare și Cabluri-Brașov**

PREȘEDINTELE COMITATULUI

[Signature]



CONSILIUL NATIONAL DE ȘTIINȚĂ ȘI TEHNOLOGIE
OFICIUL DE STAT PENTRU INVENȚII ȘI MĂRCI
 București, Str. 13, Cămină Nr. 5, Sector 4.
 cod. 70018, C.P. 52

HOTĂRÎREA Nr. 2700 din

Comisia de invenții din Sectorul _____ examinând documentația necesară brevetării invenției cu titlul: **I¹ chimie**
"Procedeu pentru lipirea radiatoarelor și schimbătoarelor de căldură din aluminiu".

înregistrată la OSIM sub nr. _____ la data de _____
 precum și studiul comparativ al invenției. **0053348/90980** **9.07.1977**

HOTĂRĂȘTE:

a. acordarea brevetului de invenție, nr. **71579**, titularului _____
Intreprinderea de radiatoare și cabluri - Brașov (lor)
 _____ **ing. Dan Alexandru Barozzi, ing. Șerif Penbănașcu, ing. Erich Schabel, ing. Șanait Niculescu, ing. Elisabeta Daniș, Șolten Barabas, Zsigmond Peter.**
 -- Invenția este principală/complementară la invenția brevetată nr. _____
 cu data de înregistrare _____ **53167**

-- Termenul de valabilitate al invenției de invenție este **4.09.1989 și la inv. compl. brevet 65362, 65461, 67896**
 *) -- Motivarea acestei hotărâri este arătată pe verso. **9.07.1977-9.07.1987**

b. Publicarea rezumatului invenției în Buletinul pentru invenții și Mărci;
 c. trimiterea spre publicare a descrierii invenției, în vederea eliberării actului de protecție solicitat;

d. trimiterea la Rominvent a descrierii invenției, în vederea brevetării invenției în străinătate *)

Față de cele de mai sus, constatându-se că sînt îndeplinite condițiile prevăzute de art. 61, al. 1 din Legea 62/1974, se scoate de sub regimul „strict secret” invenția cu titlul de mai sus.

Publicarea datelor din descrierea invenției se poate face numai după îndeplinirea condițiilor de la litera „b”, sau după caz, litera „d”.

* * *

Hotărârea poate fi contestată la Comisia pentru soluționarea contestațiilor, privind invențiile, din cadrul Oficiului de Stat pentru Invenții și Mărci, în termenul de trei luni de la comunicarea prezentei hotărâri.

PREȘIDINTE,
 Numele și prenumele _____

Firma A. Dorșcu

MEMBRI,
 Numele și prenumele _____

ing. E. Georgescu
ing. M. Manin

Expunere de motive:

1. Față de invenția principală 53167 și invențiile complementare 65502, 65461, 67496 cit și față de materialul documentar selecționat brevete SUA 3367.79, 3907.104, brevet Franța 1348 propunerea de invenție conține elemente de nouitate și progres tehnic în ceea ce privește condițiile de aplicare a aliajului fuzibil pe tuburile de răcire, condițiile de pretratare a benzilor de răcire de aluminiu și condițiile de tratament termic a ansamblului îmbinat după lipire.

2. Cele trei revendicări se reformulează astfel încât să conțină elementele precizate la punctul 1.

3. Titlul se modifică în "Procedeu de lipire a corpului de răcire la radiatoare auto.

4. În conformitate cu prevederile decretului 363/1976, aveți obligația ca în termen de 3 luni de la data comunicării prezentei hotărâri să achitați taxele pentru tipărirea descrierii invenției și eliberarea brevetului de invenție și taxele pentru menținerea în vigoare a brevetului. Taxele vor fi achitate în contul OSIM Co.28.29.11.47 BUREAU-Filiala Sector 4 București cu specificarea numărului de dosar OSIM.

Examinator,

ing. El. Panin

C U P R I N S

	Pag.
Prefață	1
Cap.1.-Introducere	4
1.1.Rolul schimbătoarelor de căldură	4
1.2.Condiții impuse	6
1.2.1. Gabarit	6
1.2.2. Greutate	8
1.2.3. Preț de cost	8
1.3.Probleme actuale în construcția schimbătoare de căldură.	10
1.3.1.Utilizarea aluminiului	11
Cap.2.-Convecția termică	17
2.1.Convecția termică la curgerea prin țevi în regim laminar	17
2.2.Influența vîscozității	21
2.3.Influența lungimii țevii asupra coeficientului de convecție	24
2.4.Convecția liberă	36
Cap.3.-Metode de intensificare a transferului de căldură.	43
3.1.Variația diametrului țevii	43
3.2.Perturbarea regimului de curgere	44
3.2.1.Rugozitatea	47
3.2.2.Curgeri secundare	51
3.2.3.Influența aripioarelor asupra transferului de căldură	56
Cap.4.-Transferul de căldură la țevi și aripioare	67
4.1.Ecuatiile schimbului de căldură	68
4.2.Repartiția temperaturii de-a lungul aripioarei	72
4.3.Randamentul aripioarei	75
4.4.Temperatura determinantă	79
4.5.Ecuția criterială.Criterii de similitudine	80
Cap.5.-Cercetări și realizări ale autorului în construcția schimbătoarelor de căldură din aluminiu	86
5.1.Scurt istoric	86

	Pag
5.2. Tehnici actuale de realizare a îmbinărilor nedemontabile din aluminiu	88
5.3. Prezentarea procedurii de lipire a aluminiului în mediul termodecapant.	92
5.4. Realizarea și prezentarea stației pilot	101
5.4.1. Instalația de lipire în mediul termodecapant	102
5.4.2. Instalația de distilare și recuperare a tricloretilenei.	107
5.4.3. Instalația de pretratare a benzii de aluminiu	111
5.4.4. Aparatura utilizată la determinarea grosimii stratului metalic depus în operația de pretratare a aluminiului.	114
5.5. Incercări mecanice, la coroziune și oboseală a modulelor îmbinate prin lipire.	115
5.5.1. Incercări mecanice	115
5.5.2. Incercări la coroziune	119
5.5.3. Incercări de rezistență la oboseală.	125
5.5.4. Incercări metalografice efectuate asupra zonelor de lipire, supuse la cicluri alternante termice	128
Cap. 6. - Incercări termice și hidraulice pe instalații experimentale. Prelucrarea datelor. Interpretarea rezultatelor	131
6.1. Considerațiuni teoretice	131
6.2. Caracteristici termice	133
6.3. Caracteristici ale rezistenței hidraulice.	137
6.4. Prezentarea instalației pentru determinarea performanțelor termice și aerodinamice la modulele de tip aer-apă.	139

	Pag
6.5. Interpretarea rezultatelor	141
6.5.1. Influențe de structură	142
6.5.2. Influențe constructive	152
6.6. Generalizarea rezultatelor experimentale	160
6.7. Aprecierea schimbătoarelor de căldură cercetate cu ajutorul coeficientului de eficiență.	168
Cap.7.-Contribuții ale autorului în realizarea unor schimbătoare cu geometrie variabilă. Extinderea rezultatelor la producția de serie. Echiparea pompelor termice. Eficiență	176
7.1. Elemente de bază ale geometriei aripoarelor	176
7.2. Prelucrarea datelor pe calculator	178
7.3. Interpretarea rezultatelor prelucrate pe calculator	182
7.3.1. Schimbătoare de căldură pentru cabină tractor	182
7.3.2. Schimbătoare de căldură pentru autoturismul de teren ARO	187
7.3.3. Schimbătoare de căldură pentru încălzirea autoutilității TV-12	191
7.4. Schimbătoare de căldură cu geometrie variabilă din aluminiu, concepție proprie pentru echiparea pompelor termice.	196
7.5. Alte domenii de participare a autorului	211
Cap.8.-Concluzii	213
Bibliografie	221
A N E X E	