

INSTITUTUL POLITEHNIC "TRAIAN VULIA" TIMISOARA
FACULTATEA MECANICA

ing. JEANA MONICA SAVA

T E Z A D E D O C T O R A T

CONTRIBUTII TEORETICE SI EXPERIMENTALE
PRIVIND COMPORTAREA TERMICA SI AERODINAMICA
A TURNUILOR DE RACIRE

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

CONDUCATOR STIINTIFIC

prof.dr.ing. CORNEL UNGURBANU

INSTITUTUL POLITEHNIC TIMIȘOARA	
BIBLIOTECA	
496997	
Volume	189
Dulap	9

C U P R I N S

INTRODUCERE	1
NOTATIILE UTILIZATE	3
Cap.1. RACIRSA APEI SI STADIUL ACTUAL AL PROBLEMEI	6
1.1. Sisteme de răcire a apei	6
1.2. Răcirea umedă	8
1.3. Turnuri de răcire	9
1.4. Probleme actuale	11
Cap.2. SCHIMBUL DE MASA SI CALDURA	14
2.1. Stratul limită	14
2.1.1. Stratul limită dinamic în lungul unei plăci	14
2.1.2. Stratul limită termic și difuziv	18
2.1.3. analogia între schimbul de impulsuri, cel de căldură și cel de substanță	20
2.2. Schimbul de căldură și substanță în turnurile de răcire	21
2.2.1. Ecuațiile diferențiale și integrale ale turnului de răcire	21
2.2.2. Reprezentarea în diagrame a evoluției aerului	28
Cap.3. PROGRAM DE CALCUL "CONF₁" PENTRU CALCULUL TERMIC SI AERODINAMIC AL TURNURILOR DE RACIRE IN CONTRACURSENT	29
3.1. Prezentarea generală a programului de calcul "CONF ₁ "	30
3.1.1. Tirajul forțat	30
3.1.2. Tirajul natural	30
3.2. Relații de calcul pentru parametrii aerului	33
3.3. Calculul termic	35
3.3.1. Metoda diferențelor finite (MDF)	43
3.3.2. Metoda diferențelor finite cu rezidu (MDFR)	45

3.3.3. Metoda Bernan (MB)	46
3.3.4. Metoda Bernan cu residu (MBR)	47
3.4. Calculul aerodinamic	48
3.5. Comparație între metodele de calcul termic	49
Cap.4. PROGRA DE CALCUL "TRAM₁" PENTRU CALCULUL TERMIC SI AERODINAMIC AL TURNUȘILOR DE RACIRE IN CURENT TRANSVERSAL	55
4.1.- Prezentarea generală a programului "TRAM ₁ " și relații de calcul utilizate	55
4.1.1. Tirajul forțat	55
4.1.2. Tirajul natural	56
4.1.3. Relații de calcul pentru parametrii aerului	56
4.2. Calculul termic	59
4.2.1. Metoda diferențelor finite (MDF)	70
4.2.2. Metoda diferențelor finite cu residu (MDFR)	72
4.2.3. Metoda Bernan (MB)	73
4.2.4. Metoda Bernan cu residu (MBR)	74
4.3. Calculul aerodinamic	75
4.4. Comparație între metodele de calcul termic	75
Cap.5. METODA "TURNUȘILOR ECHIVALENTE" PENTRU DETERMINAREA PERFORMANȚEI TURNUȘILOR DE RACIRE	84
5.1. Dimensionarea și diagrama de răcire a turnului, în fase de proiectare	84
5.2. Principiul "metodei turnurilor echivalente)	86
5.2.1. Expunerea principiului	86
5.2.2. Determinarea pe cale grafică a turnurilor echivalente	87
5.3. Argumentarea teoretică a existenței turnurilor echivalente	88
5.4. Programe de calcul pentru determinarea turnurilor de răcire echivalente și pentru măsurători date experimentale	99
5.4.1. Prezentarea schemelor logice	99

5.4.2. Determinarea prin program a turnurilor echivalente	103
5.5. Determinarea turnului echivalent cu turnul real, în scopul stabilirii performanțelor turnului real	104
5.6. Utilitatea "Metodei turnurilor echivalente"	120
Cap.6. MODIFICAREA INALȚĂȚII EFECTIVE DE TIRAJ A TURNURILOR DE RĂCIRE, DATORATA CONVECȚIEI DE LA PARTEA SUPERIOARĂ A COSULUI	122
6.1. Tirajul turnurilor de răcire, date teoretice, constatări experimentale	122
6.2. Convecție la partea superioară a cojii turnului, rezultate experimen- tale	124
6.2.1. Experimente și măsurători pe apă	124
6.2.2. Experimente și măsurători pe aer	138
6.2.3. Măsurători efectuate pe turnuri în natură	149
6.2.4. Vizualizări	149
6.3. Utilitatea cunoașterii fenomenului convectiv, direcții de cercetare	150
Cap.7. CONCLUZII FINALE	153
BIBLIOGRAFIE	157
ANEXE	

I N T R O D U C E R E

Pentru realizarea societății multilateral dezvoltate, pentru progresul pe multiple planuri al patriei noastre, "în cel de-al 8-lea plan cincinal, pe primul plan se pune dezvoltarea basei energetice și de materii prime, condiție hotărâtoare pentru progresul întregii economii naționale, astfel ca producția de energie electrică să ajungă în 1990 la 95 - 97 miliarde kwh.

Până în acest an se va încheia construcția centralelor termoelectrice pe cărbuni și șisturi bituminoase, iar până în 1995 se vor realiza cele mai importante construcții hidrotehnice.

În următorii 10 ani va cunoaște o puternică dezvoltare energetică nucleară prin darea în folosință până în 1993 - 1994 a circa 12000 MW putere instalată în centralele nucleare" /11/

Dată fiind importanța problemei energetice, a obținerii unor randamente cât mai ridicate ale ciclului, care pot fi realizate prin diminuarea temperaturii de condensare a aburului din centralele termoelectrice, lucrarea caută să aducă o contribuție la efortul general al întregii țări, care se face în această direcție, căutând să aducă soluții noi și eficiente în studiul, proiectarea și exploatarea turnurilor de răcire.

Lucrarea prezintă probleme legate de comportarea termică și aerodinamică a turnurilor de răcire în contracurent, cât și a celor în curent transversal, căutând să rezolve pe cale teoretică și experimentală, parte din aspectele legate de studiul, dimensionarea și comportarea acestor schimbătoare de căldură, aspecte care sînt insuficient, sau foarte puțin cunoscute.

Cele prezentate se adresează cercetătorului, proiectantului, cât și celui ce exploatează turnul de răcire.

Din această cauză, au fost utilizate și unități de măsură, care nu sînt în sistemul internațional (SI), dar care sînt utilizate încă curent în aceste domenii.

La "NOTAȚII UTILIZATE" este trecută și unitatea de măsură în SI, fiind dat un tabel de conversie în SI. Pe această cale, adresez sincere și deosebite mulțumiri conducătorului științific, prof. dr.ing.Cornel Unguresanu, pentru îndrumarea competentă și permanentă ce mi-a fost acordată.

De asemenea, adresez calde mulțumiri tovarășilor prof.dr. ing.I.Gh.Carabogdan și conf.dr.ing.C.Motoiu, pentru sprijinul și for-

2)

marea mea ca cercetător.

Tin să mulțumesc tuturor colegilor din catedră, de la I.S.P.F., I.C.E.M.F.N.F.R.G. și Institutul de Construcții București, pentru sugestiile și discuțiile purtate permanent.

NOTAȚII UTILIZATE

- K - caracteristica termică a sistemului de răcire, în kg/m^4
 A_0 - secțiunea orizontală de trecere a apei (suprafața irigată) în m^2
 A_v - secțiunea verticală de trecere a aerului în m^2
 α - difuzibilitatea termică, în m^2/s
 C - constantă, în $\text{Kcal}/\text{Kg}^\circ\text{C}$ ($\text{KJ}/\text{Kg}^\circ\text{C}$)
 c - concentrația, în Kg/m^3
 c_f - idem în exteriorul stratului limită, în Kg/m^3
 c_s - idem, la suprafața de separație, în Kg/m^3
 c_p - căldura specifică a aerului umed, în $\text{Kcal}/\text{Kg}^\circ\text{C}$ ($\text{KJ}/\text{Kg}^\circ\text{C}$)
 c_a - idem a aerului uscat, în $\text{Kcal}/\text{Kg}^\circ\text{C}$ ($\text{KJ}/\text{Kg}^\circ\text{C}$)
 c_v - idem a vaporilor de apă, în $\text{Kcal}/\text{Kg}^\circ\text{C}$ ($\text{KJ}/\text{Kg}^\circ\text{C}$)
 c_l - idem a apei, în $\text{Kcal}/\text{Kg}^\circ\text{C}$ ($\text{KJ}/\text{Kg}^\circ\text{C}$)
 G_a - debitul de aer, în Kg/h (Kg/s)
 G_l - debitul de apă, în Kg/h (Kg/s)
 g - accelerația gravitațională, în m/s^2
 G_v - fluxul unitar de masă, în $\text{Kg}/\text{m}^2\text{h}$ ($\text{Kg}/\text{m}^2\text{s}$)
 H_T - înălțimea de tiraj, în m
 h - înălțimea sistemului de răcire, în m
 i - entalpia aerului, în Kcal/Kg (KJ/Kg)
 i' - entalpia aerului saturat la temperatura apei, în Kcal/Kg (KJ/Kg)
 Δi - variația de entalpie, în Kcal/Kg (KJ/Kg)
 Δi_m - diferența medie de entalpie, în Kcal/Kg (KJ/Kg)
 K - difuzibilitate, în m^2/s
 K_0, K_1, K_2 - coeficienți
 l - lățimea sistemului de răcire, în m
 m - coeficient
 n - coeficient
 P - presiune, în ata (N/m^2), (Pa)
 P' - presiune de saturație, în ata (N/m^2), (Pa)
 P_E - presiune atmosferică, în ata (N/m^2) (Pa)
 ΔP - pierdere de presiune în mm CA (N/m^2) (Pa)
 ΔP_A - tirajul în mm CA (N/m^2) (Pa)
 q - densitatea ploii, în $\text{m}^3/\text{m}^2\text{h}$ ($\text{m}^3/\text{m}^2\text{s}$)

4)

- q_0 - fluxul unitar de căldură schimbat prin convecție, în Kcal/m²h (W/m²)
 q_e - idem, schimbat prin evaporare, în Kcal/m²h (W/m²)
 q_s - idem, total, în Kcal/m²h (W/m²)
 R_e - raza exterioară a sistemului de răcire, în m
 R_i - idem, interioară, în m
 r - căldura latentă de vaporizare, în Kcal/Kg (kJ/Kg)
 T - temperatura, în K
 t - temperatura apei, în °C
 t' - temperatura apei la suprafața de separație, în °C
 Δt - intervalul de răcire, în °C
 u - viteza fluidului pe direcția x, în m/s
 u_f - viteza fluidului în exteriorul stratului limită, în m/s
 V - viteza aerului (pe direcție y, la cap.2), în m/s
 X - conținutul de umiditate, în Kg/Kg
 X' - conținutul de umiditate al aerului saturat, în Kg/Kg
 Δx - variația conținutului de umiditate, în Kg/Kg
 α - coeficient de schimb convectiv, în Kcal/m²h °C (W/m² °C)
 α_v - idem, raportat la volum, în Kcal/m³h °C (W/m³ °C)
 β - coeficient de schimb de masă, raportat la suprafață și diferența de presiuni, în Kg/m²h ata (Kg/N.s) (Kg/m².Pa)
 β_c - idem, raportat la diferența de concentrații, în Kg/(m²hKg/m³)
 → m/h (m/s)
 β_x - idem, raportat la diferența de conținut de umiditate, în Kg/(m²hkg/kg) → Kg/m²h (Kg/m².s)
 β_{xv} - idem, raportat la volum, în Kg/m³h (Kg/m³.s)
 δ - grosimea stratului limită laminar, în m
 δ_t - grosimea stratului limită turbulent, în m
 δ_b - grosimea substratului limită laminar, în m
 ξ - coeficientul aerodinamic al turbului
 η - viscositatea dinamică în N.s/m²
 θ - temperatura fluidului (aer), în °C
 θ_f - idem, în exteriorul stratului limită, în °C
 $\theta_s(\theta')$ - idem, la suprafața de separație, în °C
 $\Delta \theta$ - variația de temperatură a aerului, în °C
 λ - conductibilitatea termică, în Kcal/m.h. °C (W/m °C)
 λ_{al} - raportul aer - apă
 ν - viscositatea cinetică, în m²/s

- ρ - densitatea aerului, în Kg/m^3
 ρ_f - densitatea apei, în Kg/m^3
 t_b - temperatura aerului la termometrul umed, în $^{\circ}\text{C}$
 τ_p - efort unitar tangențial, la perete, în Kg/ms^2
 f - umiditatea relativă

N O T A

Δ - reprezintă variații

indicii: 1. se referă la intrare

2. se referă la ieșire

i- se referă la interior

e- se referă la exterior

m- valoarea medie

$\bar{\tau}$ - se referă la mărimile din elementul de volum

a^* - valori realizate (pentru Δt), sau teoretice
(pentru β_w).

Tabel de conversie

1 Kcal/Kg grd = 4,187 KJ/Kg grd	1 Kcal/m ² h grd = 1,163 w/m ² grd
1 Kg/h = 2,78 · 10 ⁻⁴ Kg/s	1 Kg/m ² h ata = 2,83 · 10 ⁻⁹ Kg/m.s
1 Kg/m ² h = 2,78 · 10 ⁻⁴ Kg/m ² s	1 m/h = 2,78 · 10 ⁻⁴ m/s
1 Kcal/Kg = 4,187 KJ/Kg	1 Kg/m ² h = 2,78 · 10 ⁻⁴ Kg/m ² s
1 ata = 98066 N/m ²	1 Kcal/mh grd = 1,163 W/m grd
1 m ³ /m ² h = 2,78 · 10 ⁻⁴ m ³ /m ² s	1 m m CA = 9,8066 N/m ²
1 Kcal/m ² h = 1,163 w/m ²	1 N/m ² = 1 Pa
t (°C) = 273 + t) în K	

Cap.1. RĂCIREA APEI ȘI STADIUL ACTUAL AL PROBLEMEI

1.1. Sisteme de răcire a apei

Industria chimică, siderurgică, cocschimică, metalurgică și alimentară, dar mai ales centralele termoelectrice și cele nucleare, necesită pentru funcționarea lor cantități mari de apă de răcire.

Cantitatea de apă utilizată în aceste scopuri este foarte mare și de cele mai multe ori se depășește capacitatea surselor de apă existente.

Pentru centralele termoelectrice debitul de apă de răcire are valori cuprinse între 130 - 140 m³/h.MW la grupurile cu supraîncălzire intermediară și 160 - 190 m³/h.MW pentru cele fără supraîncălzire intermediară /38/

Din această cauză, cit și din motive de economis sau de exploatare, etc., se folosește sistemul de recirculare a apei (în circuit închis) /10/, /12/, /38/, /43/, /44/, /62/

Prin acest sistem, apa industrială care servește răcirii altor agenți, sau condensării aburului, se încălzește, după care este răcită artificial și se utilizează din nou.

În fig.1.1. este arătată schema sistemului de alimentare în circuit închis, la o centrală termoelectrică.

Apa de răcire de la râu este trimisă spre condensator, unde aburul de la ultima treaptă a turbinei este condensat, și după ce preia căldura, apa este readusă spre tură, unde se răcește.

Pentru alte răcirii, în locul condensatorului se utilizează diverse tipuri de schimbătoare de căldură, funcție de tipul agentului care trebuie răcit.

De la sursă se livrează apă proaspătă numai în cantitatea care corespunde pierderilor de apă din turnul de răcire și apa de consum.

Față de răcirea în circuit deschis, când apa captată de la sursă, după ce este utilizată în industrie, este evacuată aproape în totalitate din nou la sursă, răcirea apei în circuit închis prezintă o serie de avantaje:

- Cantitatea de apă pe care o debitează sursa, trebuie să acopere doar pierderile care apar în circuitul de răcire închis: pierderi prin neetanșeități, iar în cazul răcirii umede și pierderile de apă datorate purjării, evaporării și antrenării picăturilor de către curentul de aer.

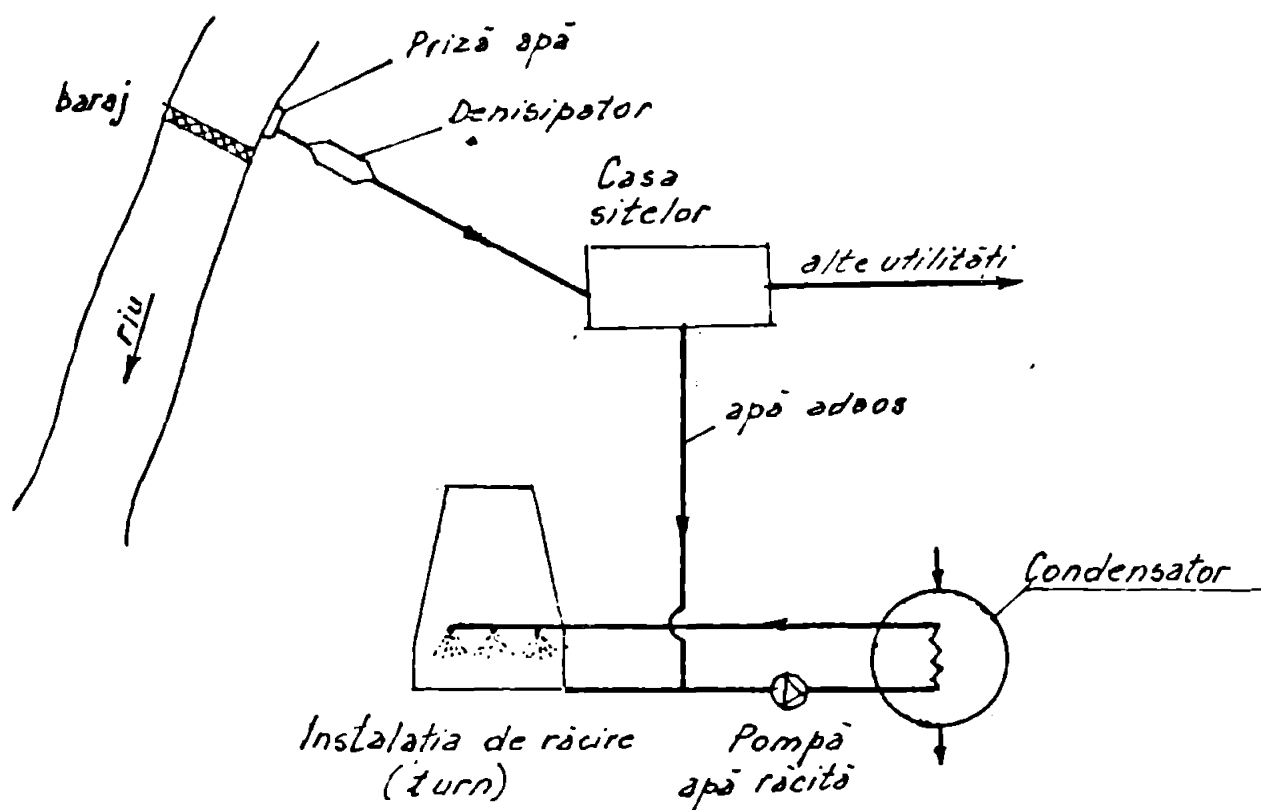


Fig. 1.1 Schema instalației de răcire în circuit închis, pentru o centrală electrică cu condensatie.

Ca excepția lacurilor de răcire, răcirea în circuit închis oferă și alte avantaje:

- Utilizarea acestui sistem de răcire înlătură poluarea termică și chimică a surselor de apă, în special atunci cînd debitul sursei este mic față de debitul de răcire și cînd temperatura apei calde este ridicată, fapt care ar perturba echilibrul biologic /39/.

- Pe de altă parte sînt reduse cheltuielile cerute de transportul unei cantități mari de apă de la și spre sursă, cit și cale pe care le implică tratarea apei.

Utilizarea sistemelor de răcire în circuit închis prezintă și dezavantaje:

- Pierderile de apă sînt mai mari decît la circuitul deschis, atunci cînd se utilizează turnuri de răcire umede, ca urmare a pierderilor prin parjare, evaporare și antrenare.

- Temperatura apei de răcire, cînd se utilizează circuitul închis, este mai ridicată decît temperatura surselor naturale de apă, fapt care înrăutățește eficacitatea schimbului de căldură, productivitatea instalației, iar în cazul centralelor termice sau nucleare, randamentul ciclului scade, mai ales în perioada căldu-rosă a anului /21/, /38/, /40/.

Limita teoretică de răcire în cazul răcirii umede, este temperatura aerului exterior la termometrul umed (θ), iar la răcirea uscată, limita teoretică de răcire este dată de temperatura aerului exterior la termometrul uscat (θ)

- De asemenea, răcirea artificială a apei în circuit închis necesită instalații destul de costisitoare.

Alegerea sistemului de răcire adecvat, în circuit deschis, mixt, sau închis, se face pe baza indicilor tehnico-economici.

În scopul răcirii apei în circuit închis se utilizează sistemul de răcire umedă, fie uscată, ca agent de răcire folosindu-se de cele mai multe ori aerul, care se găsește în cantități practic nelimitate. În cazul răcirii umede, apa este în contact direct cu aerul, iar răcirea ei se produce ca urmare a schimbului de căldură, cît și a celui de masă (evaporare).

Utilizarea sistemului de răcire uscată implică existența unei suprafețe de separație între aer și apă, care permite numai schimbul de căldură și masă între cei doi agenți /45/, /49/.

1.2 Răcirea umedă

Ca sisteme de răcire umedă sînt utilizate lacurile de răcire, bazinele de pulverizare și turnurile de răcire umedă/10/, /53/ dintre toate acestea, turnurile fiind cele mai eficiente.

Utilizarea lacurilor presupune existența naturală a acestora, sau creșterea de lacuri artificiale, care ocupă suprafețe mari de teren. Apa caldă este introdusă într-o parte a lacului, fiind dispersată pe o zonă cît mai mare, utilizînd diguri de dirijare și dispersie. Se formează curenții principali de apă caldă, care străbate lacul.

După ce a fost răcită în contact cu aerul, apa răcită este captată și refulată.

Intensitatea schimbului de masă și căldură este funcție de viteza vîntului și de diferența de temperatură între aer și apă, care creșterea curenților convectivi la suprafața lacului.

Radiația solară influențează mult temperatura apei.

La bazinele de răcire apa este pulverizată deasupra unor bazine, în acest fel atît suprafața de contact între aer și apă în unitatea de volum, cît și intensitatea schimbului de masă și căldură, au valori mai ridicate./10/, /38/, /53/.

Aște la lacurile de răcire, cât și la bazinele de pulverizare, coeficienții schimbului de masă și căldură sînt scăzuți.

Deoarece multitudinii de factori ce determină acest schimb, mulți dintre ei avînd caracter aleator, este imposibil să se determine cantitatea de aer care participă la schimbul de masă și căldură, distribuția temperaturilor, cât și valorile coeficienților de schimb.

Din lipsă de soluții analitice, se utilizează numai relații empirice.

Lacurile de răcire și bazinele de pulverizare au o eficiență termică scăzută, afectînd suprafețe mari de teren.

Ele au o răspîndire restrînsă în țara noastră.

În scopul răcirii apei, cea mai largă utilizare e prezintă turnurile cu răcire umedă, cele cu răcire uscată fiind puțin folosite în condițiile din R.S. România.

1.3 Turnuri de răcire

Circulația aerului în turnurile de răcire este în mare măsură dirijată, caracterul aleator fiind mult atenuat.

La turnurile de răcire cu tiraj natural, vehicularea aerului prin turn se face prin tirajul creat de coșul de tiraj, iar la cele cu tiraj forțat, cu ajutorul unor ventilaatoare care pot să aspire, fie să rafaleze aer în turn.

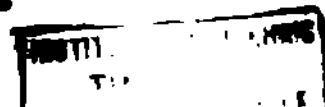
La turnurile de răcire uscată, apa circulează prin țevi cu aripioare sau cu nervuri, printre care se vehiculează aerul, răcirea producîndu-se numai datorită schimbului de căldură. /27/ /32/ /34/ /45/ /49/ 58/.

În cazul turnurilor cu răcire umedă, suprafața de contact dintre apă și aer se creștează prin pulverizarea apei, cât și prin dispersia ei deasupra unor sisteme de răcire (plăci, sîpci, plase) ce au rolul de a mări suprafața de contact dintre cele două fluide și intensitatea schimbului de masă și căldură. /10/ /30/ /31/ /48/ /62/ /64/ / 69/.

Există și turnuri hibride, care au o zonă de răcire uscată și alta umedă.

Din punct de vedere al modului în care se realizează suprafețele de schimb între apă și aer și care au sportul cel mai mare la răcirea apei (răcire umedă), se disting turnurile de răcire cu pulverizare, stropire, peliculară și combinate (pelicular-stropire)

La turnurile cu pulverizare, răcirea cea mai intensă se produce la partea superioară, în some dinșelor, schimbul global de masă și căldură fiind eficient pe primii 2 m, scăzînd apoi foarte rapid ca urmare a formării stratului limită. /10/ /48/.



În cazul celor cu picurare (cu șipci) existența umpluturii mărește timpul de staționare a apei în turn, crește intensitatea schimbului termic, deoarece apa este continuu agitată și dispersată.

La turnurile peliculare (cu plăci) apa cade pe un plut formând pe suprafața acesteia o peliculă, măritându-se suprafața de contact între cei doi agenți.

În ultimii ani se folosește pe scară largă sistemul de răcire combinat (plase, rulouri) care oferă coeficienți mari pentru schimbul termic, ca urmare a rușii permanente a peliculei de apă (deci a stratului limită), cu formarea de noi pelicule și atropi./64/ /66/ /, /68/.

După direcția de circulație a aerului față de apă, turnurile sînt în contra-curent (fig.1.2) și curent transversal (fig.1.3).

În cazul răcirii uscate, datorită eficienței mult mai scăzute a schimbului de căldură, față de schimbul de masă și căldură ce are loc la turnurile de răcire umedă, suprafețele de transfer necesare sînt mari, fapt ce atrage după sine investiții importante afectate sistemului de răcire./45/.

Turnurile cu răcire uscată devin competitive, doar atunci cînd sursa de apă este insuficientă, chiar dacă se adoptă soluția cu turnuri de răcire umede, ca neputînd acoperi pierderile de apă prin evaporare, antrenare și purjare, care apar la răcirea umedă.

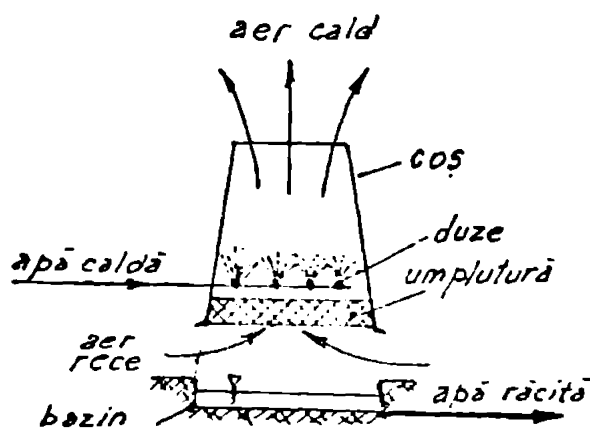


Fig. 1.2 Schema turnului în contracurent

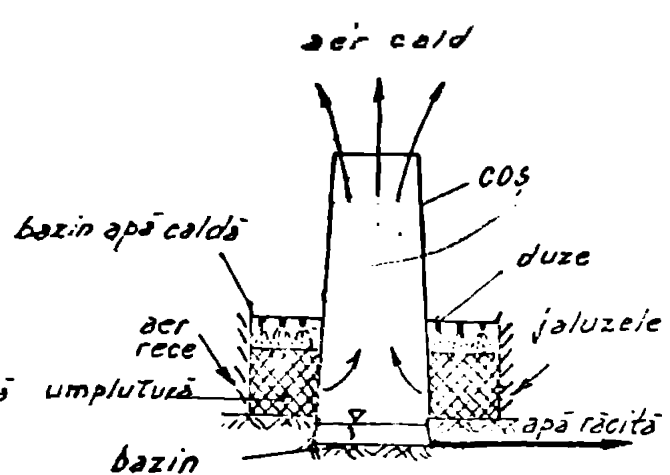


Fig. 1.3. Schema turnului în curent transversal

1.4 Probleme actuale

În ultima vreme, cînd necesarul de apă pentru populație și pentru industrie este în continuă creștere, cit și considerențele de ordin ecologic, au determinat ca metoda de răcire a apei în circuit închis, cu turnuri de răcire, să devină cea mai rațională, deci cea mai răspîndită.

În cazul amplasamentului Căș Cernavodă, debitul Dunării a putut acoperi necesarul de apă de răcire (cca $230 \text{ m}^3/\text{s}$ pentru 5 grupuri de $700 \text{ MW}/\text{gr}$), din care cauză s-a utilizat răcirea în circuit deschis.

Pentru alte amplasamente ale viitoarelor CNE, debitul nici unui rîu nu va putea satisface necesarul de răcire, nici măcar dacă se adoptă soluția răcirii în circuit mixt, din care cauză se impune utilizarea răcirii în circuit închis, cu turnuri de răcire. Pentru amplasamentul CNE Transilvania, necesarul de apă de răcire pentru un grup de 700 MW este de $26 - 27 \text{ m}^3/\text{s}$ la un interval de răcire de 12°C , deci un debit de cca $135 \text{ m}^3/\text{hNE}/\text{gr}$.

Debite de răcire similare au fost adoptate și la alte CNE, în condiții climatice medii anuale apropiate de cele din Transilvania (temperatura la termometrul uscat $\theta = 10,6^\circ\text{C}$ și umiditatea relativă $\varphi = 70\%$).

Pentru blocul PER de $1300 \text{ MW}/\text{gr}$, RFG recomandă un debit de apă de răcire de $41,7 \text{ m}^3/\text{s}$ la un interval de răcire de $13,5^\circ\text{C}$.

În Franța /50/, la blocul P-2 de 900 MW (St Laurent des Eaux) s-a adoptat un debit de răcire de $33 \text{ m}^3/\text{s}$, iar la blocul de 1300 MW , debitul este de $46,5 \text{ m}^3/\text{s}$.

În cazul centralelor termoelectrice de mare putere care utilizează combustibili inferiori și care impun amplasamentul centralei la "gura râului", deci în regiuni unde debitele de apă de răcire pot fi reduse, sau echipajele de pompare sînt mult prea mari (CNE-urile Laina, Doicești, Rovinari, Turceni), soluția răcirii în circuit închis este singura care răspunde necesităților.

Cel mai larg utilizat sistem de răcire în condițiile climatice și hidrografice ale țării noastre, este răcirea în circuit închis cu turnuri de răcire umede.

Fenomenale de schimb de masă și căldură, distribuția aerului în turn, pierderile de presiune și tirajul turnurilor de răcire sînt complexe, iar cercetările de pînă acum sînt insuficiente.

Au fost întreprinse numeroase cercetări pentru introducerea pe scară largă a sistemelor de răcire cu ruloari, care au

avantajul că realizează coeficienți de schimb de masă și căldură mult mai ridicați decât sistemele de răcire utilizate anterior (șipci, plăci plane, plăci ondulate) și care prezintă în plus avantajul unei greutate reduse și al unui montaj simplu, dar au dezavantajul unor pierderi de precizie relativ mari /47/ /54/ /55/ /56/ /57/.

De la rulourile din plase de polietilenă, s-a trecut la realizarea rulourilor din PIS ignifugat, care se obțin prin procedul de formare prin înfășurare, din masă poliesterică ignifugată 6721 arată cu roving.

Pachetizarea rulourilor din PAM are ca scop reducerea consumului de manoperă în fabrica producătoare, pe parcursul operațiilor de depozitare, transport, manipulare și se realizează prin utilizarea sistemului "ad pe ad", care asigură lipirea între rulouri, prin greutate proprie.

Șuportul umpluturii poate fi construit din plăci de asociament scurte, grătare beton armat, grătare din PIS ignifugat, sau alte materiale.

Pentru a se evita antrenarea pachetelor prin echivalele grătarului, în special în cazul formării gheții, acestea se scoperă cu plasă din rețea, bine tensionată și ancorată.

O problemă importantă care apare la funcționarea turburilor de răcire pe timp de iarnă, este înghețul.

La turburile de capacitate redusă, diminuarea cantității de aer ce intră în turn se obține prin montarea de jaluzele, sau panouri demontabile.

La turburile de capacitate mare, exploatarea acestora este foarte dificilă, din care cauză au fost adoptate alte sisteme ca:

- perdele de apă caldă pe periferia turbului
- sistem de distribuție suplimentar situat sub umplutură

În scopul reducerii înălțimii de pompare a apei în turn (deci a energiei de pompare) și pentru o distribuție mai uniformă a aerului pe suprafața turbului, a fost adoptat sistemul cu igheaburi colectoare (fig.1.4) /20/ /55/

În acest mod, sub umplutură nu mai există senă de structură având un aport redus la răcirea apei, dar creșterea rezistenței aerodinamice ridicate și conducerea la o distribuție neuniformă a aerului, iar înălțimea de pompare este mult diminuată.

Dacă în situația turburilor de răcire de capacitate mică adoptarea soluției care se apropie mai mult sau mai puțin de cea optimă nu conduce la diferențe de cost și performanțe termice apreciabile, pentru turburile de capacitate mare acest lucru nu este justificat, deoarece în cazul acesta pierderile care s-ar înregistra năadoptând varianta

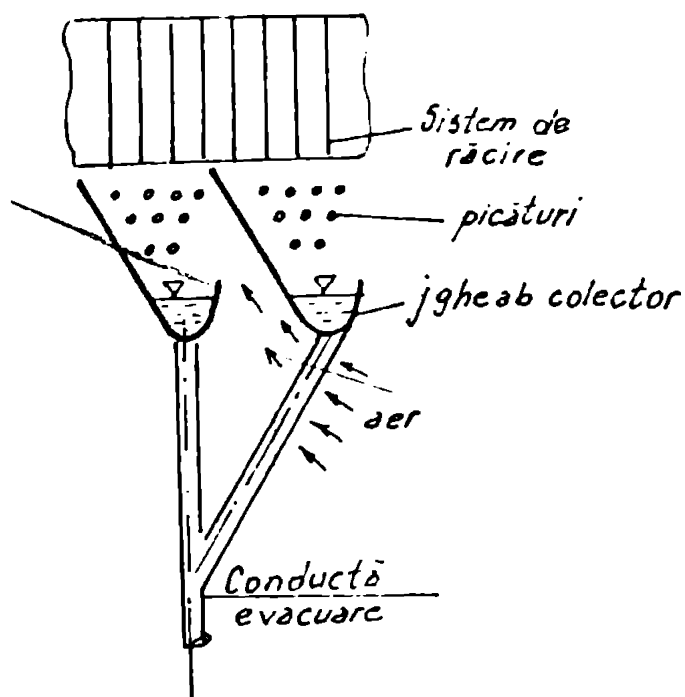


Fig 1.4. Schema de principiu a sistemului cu "jgheab colector"

optimal de turn pe baza unei cercetări arănuțite și a unui calcul riguros, ar avea valori ridicate.

Tinând seama și de situația în care se elaborează proiecte tip a căror gamă de utilizare este mare, calculul optim, care să reflecte cât mai fidel realitatea, se impune cu atât mai mult, cu cât în cazul turnurilor mari, dar chiar și în situația celor de capacitate mai redusă.

Dată fiind importanța cunoașterii cât mai aprofundate a fenomenelor ce apar la turnurile de răcire, a existenței unor metode de calcul cât mai rapide și exacte, cât și a determinării performanțelor turnurilor existente, lucrarea de față are drept scop rezolvarea teoretică și experimentală a unei părți din această multitudine de probleme.

Cap.2 SCHIMBUL DE MASA SI CALDURA

2.1 Stratul limită

Fenomenele de schimb de masă și căldură sînt strîns legate de existența stratului limită.

O bună cunoaștere a teoriei stratului limită, permite înțelegerea aprofundată a schimbului de masă și căldură, nodal în care acest schimb poate fi intensificat.

2.1.1. Stratul limită dinamic în lungul unei plăci

La curgerea unui fluid în lungul unei plăci, în apropierea suprafeței se formează un strat limită, în care gradientul de viteză al fluidului are valori ridicate, fiind dirijat după normala la suprafață.

Din cauza variației mari a vitezei, forțele de frecare nu pot fi neglijate, fluidul trebuind să fie considerat viscos, chiar atunci cînd coeficientul de viscozitate dinamic η este mic. [2], [24].

În fig.2.1. este prezentată alura stratului limită la curgerea fluidului în lungul unei plăci plane.

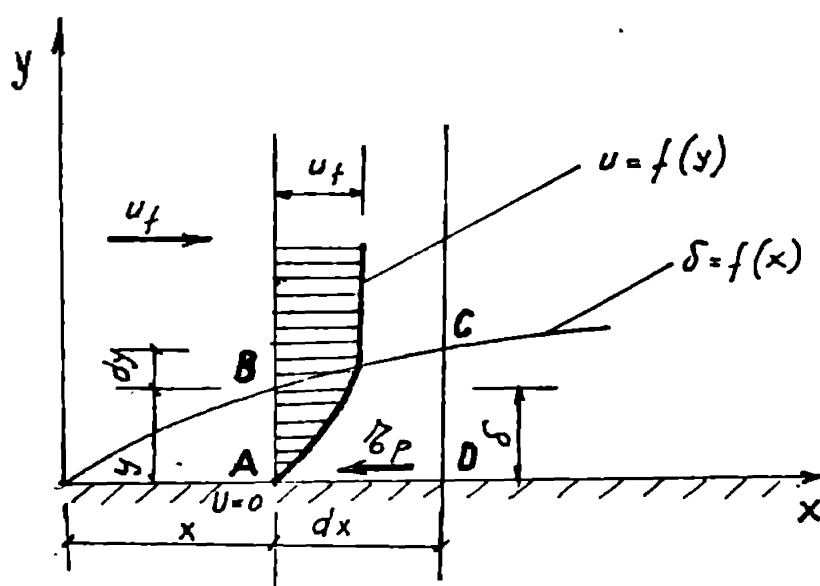


Fig.2.1. Stratul limită laminar dinamic

Grosimea acestuia variază de la zero, pînă la o valoare δ .

Neglijînd variația de presiune în direcție x , pe baza legii impulsului aplicată volumului elementar ABCD se poate

scrie relația : /24/

- Ecuația impulsului (ecuația integrală a stratului limită dinamic)

$$\rho \frac{\partial}{\partial x} \int_0^{\delta} (u_f - u) u \, dy = \tau_p = \eta \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)_{y=0} \quad (2.1)$$

Ecuația este valabilă atât pentru regimul de curgere turbulent, cât și pentru cel laminar. Datorită dimensiunilor mici ale lui δ , față de direcția de curgere, neglijând variația de presiune în direcția x și ținând seama de ecuația de continuitate;

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0,$$

ecuația de echilibru raportată la direcția y se neglijează, iar pentru direcția x , se poate scrie relația : /24/.

- Ecuația Navier - Stokes (ecuația diferențială a stratului limită dinamic)

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = \eta \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (2.2)$$

Considerând regimul de curgere laminar și punând condițiile la limită:

$$\text{pentru } y = 0 : u = 0 \text{ și } v = 0 \quad (2.3)$$

$$\text{pentru } y = \delta : u = u_f \quad (2.4)$$

În aceste condiții ecuația (2.2), pentru $y = 0$, va fi:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = 0 \quad (2.5)$$

La exteriorul stratului limită, viteza u devine egală cu u_f , deci :

$$\text{pentru } y = \delta \rightarrow \frac{\partial u}{\partial y} = 0 \quad (2.6)$$

Considerând o variație a vitezei u pe grosimea stratului limită de forma :

$$u = a_0 + a_1 y + a_2 y^2 + a_3 y^3,$$

pe baza ecuațiilor (2.3) la (2.6), rezultă :

$$a_0 = 0 \quad a_1 = \frac{3}{2} \frac{u_f}{\delta} \quad a_2 = 0 \quad a_3 = -\frac{1}{2} \frac{u_f}{\delta^3}$$

Deci viteza u va fi :

$$u = u_f \left(\frac{3}{2} \frac{y}{\delta} - \frac{1}{2} \left(\frac{y}{\delta} \right)^3 \right) \quad (2.7)$$

$$\left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)_{y=0} = \frac{3}{2} \frac{u_f}{\delta}$$

Forța unitară de frecare va fi dată de relația lui

Newton

$$\tau_p = \eta \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)_{y=0} = \frac{3}{2} \eta \frac{u_f}{\delta} \quad (2.8)$$

Pe baza relației (2.7) și (2.8) ecuația (2.1) devine:

$$\frac{39}{280} \rho u_f^2 \frac{d\delta}{dx} = \frac{3}{2} \eta \frac{u_f}{\delta}$$

Integrând după x , se obține:

$$\delta = 4,64 \sqrt{\frac{\nu x}{u_f}} + C$$

Deoarece la $x = 0$, $\delta = 0$, rezultă $C = 0$

Grosimea stratului limită δ , se mai poate scrie :

$$\delta = \frac{4,64 x}{\sqrt{u_f x / \nu}} = \frac{4,64 x}{\sqrt{Re_x}} \quad (2.9)$$

În regim turbulent, viteza în stratul limită este determinată cu suficientă exactitate prin relația propusă de Prandtl

$$u = u_f \left(\frac{y}{\delta} \right)^{1/7} \quad (2.10)$$

Gradientul de viteză la perete $\left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)_{y=0}$, rezultă însă infinit, ceea ce fizic este imposibil.

În realitate turbulența scade mult în apropierea peretelui.

Prandtl consideră că între stratul limită turbulent și perete, există un substrat laminar în care viteza variază liniar, relația (2.10) rămânând valabilă pentru zona cu regiuni de curgere turbulent (vezi fig.2.2).

Pe bază de măsurători, la $Re < 10^7$, pentru τ_p .

Blasius dă relația :

$$\tau_p = 0,0228 \rho u_f^2 \left(\frac{\nu}{u_f \delta} \right)^{1/4} \quad (2.11)$$

Utilizând relațiile (2.10) și (2.11) și introducându-le în relația impulsului (2.1), se obține :

$$\delta_t = 0,376 \left(\frac{\nu}{u_f} \right)^{1/5} x^{4/5} + C$$

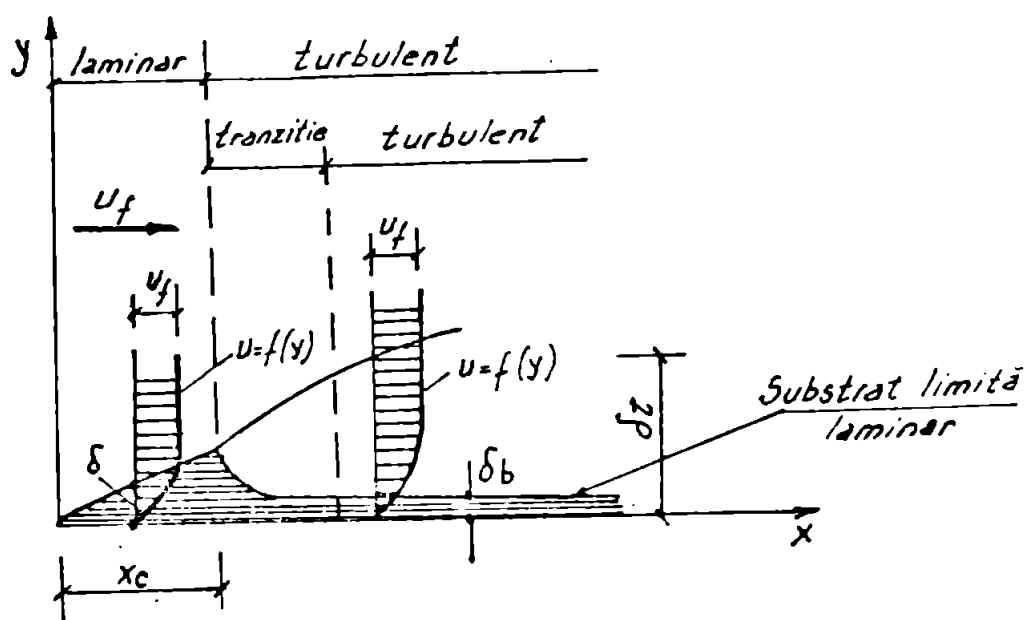


Fig. 2.2 Curgerea unui fluid în lungul unei plăci plane, cu strat limită laminar și turbulent

În fig.2.2, la $x = x_c$, R_{ex} atinge valoarea critică. Prenții consideră că pentru grosimea stratului limită turbulent, se poate considera satisfăcătoare relația :

$$\delta = \frac{0,376 \cdot x}{(u_f x / \nu)^{1/5}} = \frac{0,376 \cdot x}{(R_{ex})^{1/5}} \quad (2.12)$$

Dacă pentru $x = x_c$ se calculează grosimea stratului laminar și a celui turbulent, cel turbulent va fi mai mare.

În realitate nu este posibilă o mărire instantanee a grosimii stratului limită turbulent, deci va exista o zonă de tranziție (fig.2.2), în care apar oscilații, stratul limită devenind instabil.

Considerând variația liniară a vitezei în substratul limită laminar ($u = 0$ pt. $y = 0$ și $u = u_b$ pt. $y = \delta_b$).

$$\delta_p = \eta \left(\frac{du}{dy} \right)_{y=0} = \eta \frac{u_b}{\delta_b}$$

Utilizând și relațiile (2.10), (2.11) și (2.12) rezultă grosimea substratului limită laminar :

$$\delta_b = \delta \left(\frac{u_b}{u_f} \right)^{3/4} = \frac{194 \cdot \delta}{(R_{ex})^{3/4}} \quad (2.13)$$

496 997
189 a

2.1.2 Stratul limită termic și difuziv

Similar stratului limită dinamic, [22], [24], [70] pentru schimbul de căldură convectiv, există un strat limită termic în care apar gradienti mari de temperatură și în care curgerea avind un caracter laminar, deci particulele neciocnindu-se între ele, schimbul de căldură va fi conductiv, energia fiind transmisă microscopic, datorită oscilațiilor moleculelor.

Deci fenomenul de convecție conține intrinsec și pe cel de conducție.

Cu cât grosimea stratului limită va fi mai mică, cu atât schimbul de căldură va fi mai intens. Variația temperaturii în stratul limită este similară variației vitezei (fig. 2.3). Lângă perete temperatura fluidului va fi t_p , iar la exteriorul fluidului, t_f .

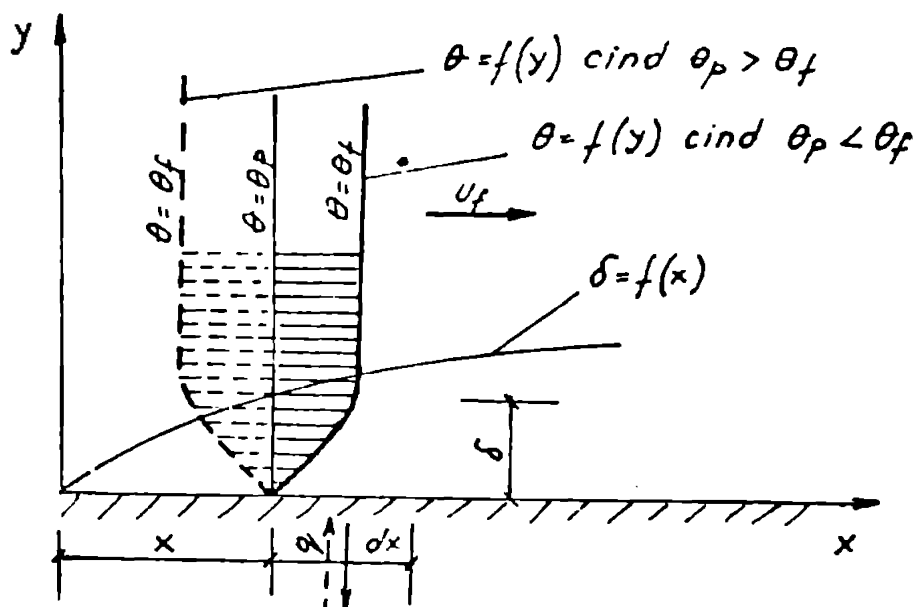


Fig. 2.3 Stratul limită laminar termic

La fel ca pentru stratul limită dinamic, pentru stratul limită termic se pot scrie ecuațiile de echilibru termic sub formă integrală sau diferențială :

- Ecuația integrală a stratului limită termic

$$\frac{\partial}{\partial x} \int_0^{\delta} (\theta_f - \theta) u dy = -a \left(\frac{\partial \theta}{\partial y} \right)_{y=0} \quad (2.14)$$

- Ecuația diferențială a stratului limită termic

$$u \frac{\partial \theta}{\partial x} + v \frac{\partial \theta}{\partial y} = a \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} \quad (2.15)$$

În cazul schimbului de masă (substanță, sau difuziv) în vecinătatea suprafeței (care se consideră suprafața unui lichid), apare stratul limită difuziv, în care gradientii de concentrație au valori mari și în care curgerea fiind laminară, schimbul de masă se realizează prin difuzie conductivă. [24], [70].

În fig.(2.4) este arătat modul în care variază concentrația în stratul limită.

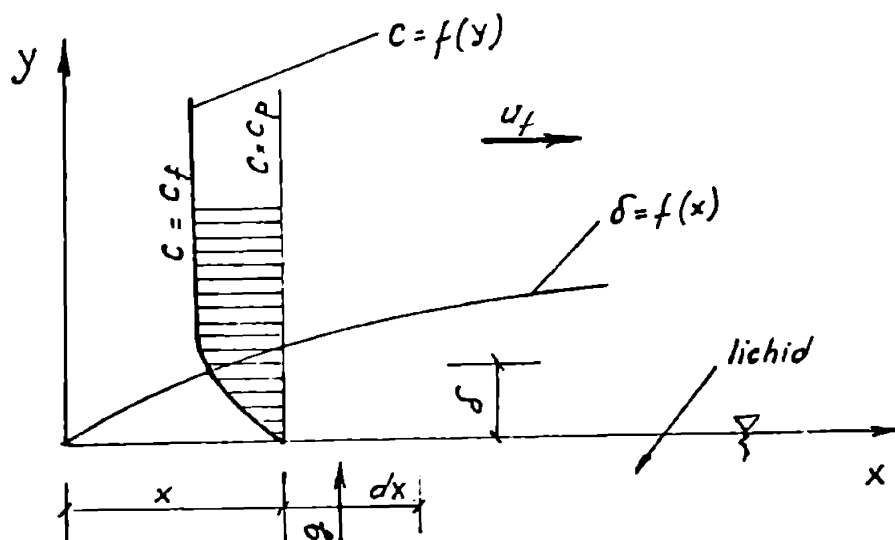


Fig.2.4 Stratul limită laminar difuziv

Pentru stratul limită difuziv pot fi scrise ecuațiile:
Ecuația integrală a stratului limită difuziv

$$\frac{\partial}{\partial x} \int_0^{\delta} (c_f - c) u dy = -k \left(\frac{\partial c}{\partial y} \right)_{y=0} \quad (2.16)$$

Ecuația diferențială a stratului limită difuziv

$$u \frac{\partial c}{\partial x} + v \frac{\partial c}{\partial y} = k \frac{\partial^2 c}{\partial y^2} \quad (2.17)$$

Schimbul de masă conține în el schimbul prin difuzie conductivă, care se produce în stratul limită.

Grosimea stratului limită difuziv influențează mult schimbul de masă.

Din relațiile (2.9), (2.12) și (2.13) se observă că grosimea stratului limită este influențată de turbulență (Re) și de distanța față de vârful plăcii.

Știind că stratul limită constituie principala rezistență la fluxul de căldură și de masă, rezultă că prin măriră turbulenței și prin ruperea continuă a stratului limită, acest schimb poate fi intensificat.

Grosimile celor trei straturi limită pot fi aceleași, sau pot să difere între ele.

2.1.3. Analogia între schimbul de impulsuri, schimbul de căldură și cel de substanță.

Comparând ecuațiile stratului limită dinamic (2.1) și (2.2) cu ecuațiile stratului limită termic (2.14) și (2.15) și ale stratului limită difuziv (2.16) și (2.17), se observă că au aceeași formă.

În cazul în care coeficienții ν ($\nu = \frac{\eta}{\rho}$), a și k sînt egali, cele trei straturi limită sînt similare, deci grosimile lor vor fi aceleași, iar distribuția vitezelor, temperaturilor și concentrațiilor va fi aceeași.

Acești trei coeficienți au aceeași dimensiune.

Din analogia stratului limită dinamic cu cel termic, rezultă criteriul P_r (Prandtl).

$$Pr = \nu/a$$

Analogia între stratul limită dinamic și difuziv, dă criteriul Sc (Schmidt)

$$Sc = \nu/k$$

Prin analogia între schimbul de masă și cel de căldură, se obține criteriul Le (Lewis)

$$Le = a/k$$

În cazul convecției fluxul de căldură unitar poate fi exprimat prin relațiile

$$q_c = \alpha(\theta_s - \theta_f) = -\lambda \frac{\partial \theta}{\partial y} = -a \rho c_p \frac{\partial \theta}{\partial y} \quad (2.18)$$

iar pentru schimbul de masă, fluxul de substanță unitar, va fi :

$$E_v = \beta_c (c_s - c_f) = -k \frac{\partial c}{\partial y} \quad (2.19)$$

Din relația (2.18) rezultă criteriul Nu (Nusselt)

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}$$

iar din relația (2.19) criteriul Nu'

$$Nu' = \frac{\beta_c l}{k}$$

Din relațiile (2.18) și (2.19) rezultă:

$$\frac{\alpha}{\beta_c} = \frac{a \rho c_p}{k}$$

Deci:

$$Le = \frac{\alpha}{k} = \frac{\alpha}{\beta c_p}$$

Dacă în relația (2.19), în locul concentrațiilor, în kg/m^3 , se folosește conținutul de umiditate x , în kg/kg , atunci criteriul Le se scrie:

$$Le = \alpha / \beta_x c_p \quad (2.20)$$

2.2 Schimbul de căldură și substanță în turnurile de răcire

2.2.1. Ecuațiile diferențiale și integrale ale turnului de răcire

În interiorul turnurilor de răcire umede, apa este pulverizată sau dășperată deasupra sistemului de răcire, fiind în contact direct cu aerul.

Între cele două medii are loc un schimb de căldură produs de diferența de temperatură și un schimb de masă (evaporare) datorită diferențelor de concentrație (sau presiune parțială, sau conținut de umiditate) dintre vaporii saturați din stratul limită de aer din imediata vecinătate a apei și a celor din aerul ambiant $/10/, /15/, /70/$.

În fig.2.5 se redă variația temperaturilor și a conținutului de vaporii în cazul schimbului de masă și căldură.

Dacă schimbul de căldură se poate efectua în ambele sensuri, schimbul de masă (evaporarea) se produce numai într-un singur sens, de la lichid spre aer. $/70/$

Atunci când ambele schimburi au același sens, grosimea stratului limită se va micșora și ea va crește în cazul când schimbul de căldură are loc din aer spre apă. $/10/, /70/$

Considerând schimbul convectiv din lichid mult mai intens decât cel din aer ($\alpha_{\text{lichid}} \gg \alpha_{\text{aer}}$), temperatura interioară a lichidului t se consideră egală cu temperatura la suprafața lui, deci $t = t' = \theta'$

Pentru schimbul de căldură se poate scrie relația:

$$q_0 = \alpha (\theta' - \theta) \quad (2.21)$$

Acest flux de căldură, schimbat prin suprafața d_s , va produce o variație de a temperaturii aerului.

Concomitent cu schimbul de căldură, va avea loc și un schimb de masă g_v , unde :

$$g_v = \beta_x (x' - x) \quad (2.22)$$

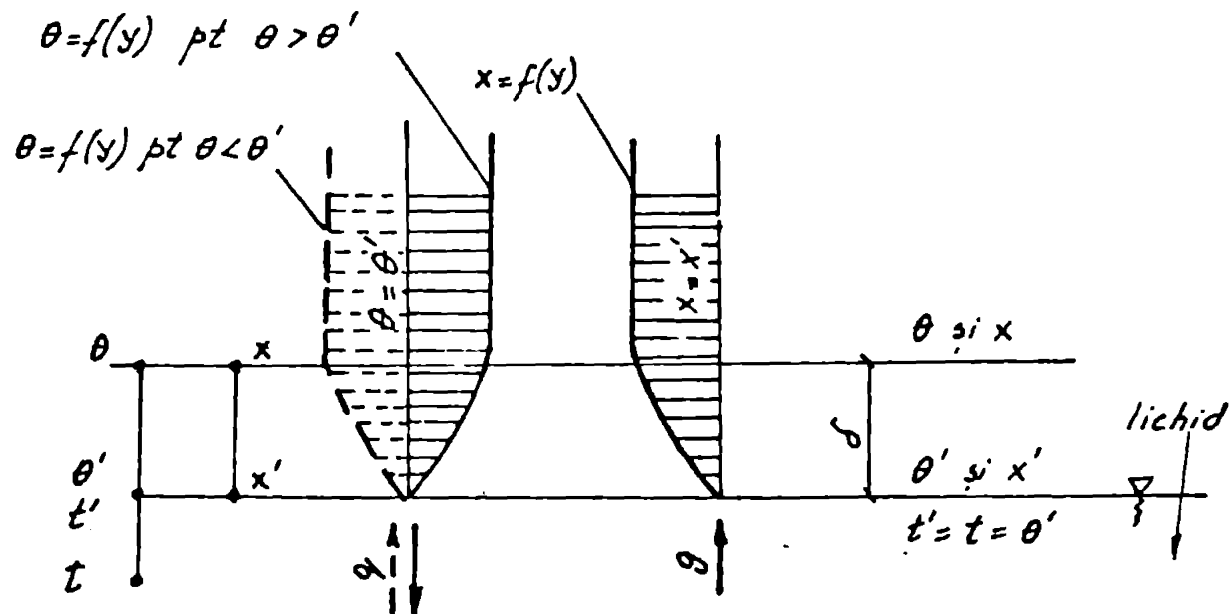


Fig. 2.5 Variația temperaturii și conținutului de ... umiditate în stratul limită.

Prin suprafața ds , acest flux va produce o variație dx a conținutului de umiditate al aerului.

Vaporii preluați prin evaporare de către aer conțin căldură latentă și sensibilă, deci ei vor aduce în aer o cantitate de căldură.

$$q_e = \beta_x (x' - x) r \quad \text{și} \quad (2.23)$$

$$q_s = \beta_x (x' - x) \cdot c_v \cdot \theta' \quad (2.24)$$

Fluxul total de căldură, q_t , cedat de către apă, va fi suma fluxurilor q_o , q_e și q_s

$$q_t = q_o + q_e + q_s = \frac{\alpha}{c_p} (c_p (\theta' - \theta) + \frac{\beta_x c_p}{\alpha} (x' - x) (r + c_v \theta')) \quad (2.25)$$

Trecerea acestei flux prin suprafața elementară ds , va conduce la o variație dt a temperaturii apei și o variație di a entalpiei aerului.

În cazul tururilor de răcire, fie G_e debitul masic de apă ce trece prin turn și G_a debitul masic de aer, ecuația bilanțului termic poate fi scrisă astfel:

$$G_a \cdot di = G_e \cdot c_e \cdot dt = \frac{\alpha}{c_p} (c_p (\theta' - \theta) + \frac{\beta_x c_p}{\alpha} (x' - x) (r + c_v \theta')) ds \quad (2.26)$$

În ecuația (2.26), făcînd simplificările:

- s-a neglijat aportul de căldură sensibilă al vaporilor de apă care sînt preluați de aer ($q_s = 0$)

- s-a neglijat căldura cedată aerului de vaporii care se condensează

- s-a admis că $Le = \alpha / \beta x C_p = 1$

Merkel ajunge la o ecuație diferențială de forma :

$$G_a di = G_1 C_1 dt = \beta_x (i' - i) dS \quad (2.27)$$

unde i' și i reprezintă entalpia aerului saturat de la suprafața apei, respectiv a aerului ce trece prin turn.

$$i = C_p \theta + x(r + C_v \cdot \theta)$$

$$i' = C_p \theta' + x'(r + c_v \cdot \theta')$$

Sub formă integrală, pornind de la ecuația lui Merkel (2.27), Berman /10/, scrie relația :

$$G_a \Delta i = G_1 C_1 \Delta t = \beta_x S \Delta i_m \quad (2.28)$$

unde : Δi este variația de entalpie a aerului ce trece prin turn

Δt - variația temperaturii apei (intervalul de răcire)

Δi_m - diferența medie de entalpie dintre cei doi agenți:

$$\Delta i_m = \frac{\int_S (i' - i) ds}{S}$$

Coeficienții α și β_c pot fi exprimați prin relații criteriale:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} = (Re, Pr) \text{ și}$$

$$Nu' = \frac{\beta_c \cdot l}{K} = (Re, Sc)$$

Cercetările au arătat /70/ că între rezultatele obținute cu relația (2.27) și cele obținute pe cale experimentală, există neconcordanțe, fapt semnalat chiar de Merkel.

În domeniul saturat, în timpul evaporării, o parte din vaporii de apă, ajungînd în aer, nu sînt absorbiți de acesta și condensează.

Din această cauză, temperatura aerului va crește.

Chiar atunci cînd cantitatea de vaporii ce condensează este mică, cantitatea de căldură degajată este destul de mare pentru a putea fi ignorată /10/.

În acest caz coeficienții α și β vor fi:

$$\alpha = \frac{G_a C_p (\theta_2 - \theta_1) - r G_{\text{condens}}}{(t - \theta)_{\text{med}} \cdot S} \quad (2.29)$$

$$\beta_x = \frac{G_a (x_2 - x_1) + G_{\text{condens}}}{(x' - x)_{\text{med}} \cdot S} \quad (2.30)$$

În zona saturată analogia între schimbul de masă și căldură nu se mai păstrează ($Le < 1$), acest domeniu fiind insuficient cercetat.

Din cauza dificultăților de stabilire a suprafețelor efective de transfer de masă și căldură dintre cei doi agenți, schimbul de energie fiind foarte complex într-un tur de răcire, coeficienții α și β nu sînt raportați la suprafață, ci la volumul de răcire. (α_v și β_{xv}).

Variația lui β_{xv} poate fi exprimată prin formulă empirică [10], [14]:

$$\beta_{xv} = A_q^m (3600 \cdot v)^n \quad \text{unde:} \quad (2.31)$$

A - reprezintă caracteristica termică în Kg/m^2

q - densitatea ploii în $\text{m}^3/\text{m}^2\text{h}$

v - viteza aerului în m/s

m și n sînt constante între care există relația:

$$m + n = 1$$

2.2.2 Reprezentarea în diagrame a evoluției aerului

Evoluția aerului și a vaporilor saturați de la suprafața apei poate fi reprezentată în diagrama $i - x$ a lui Mollier (fig.2.6).

Alte diagrame utilizate sînt $i - t$ și $x - t$ [70], [73].

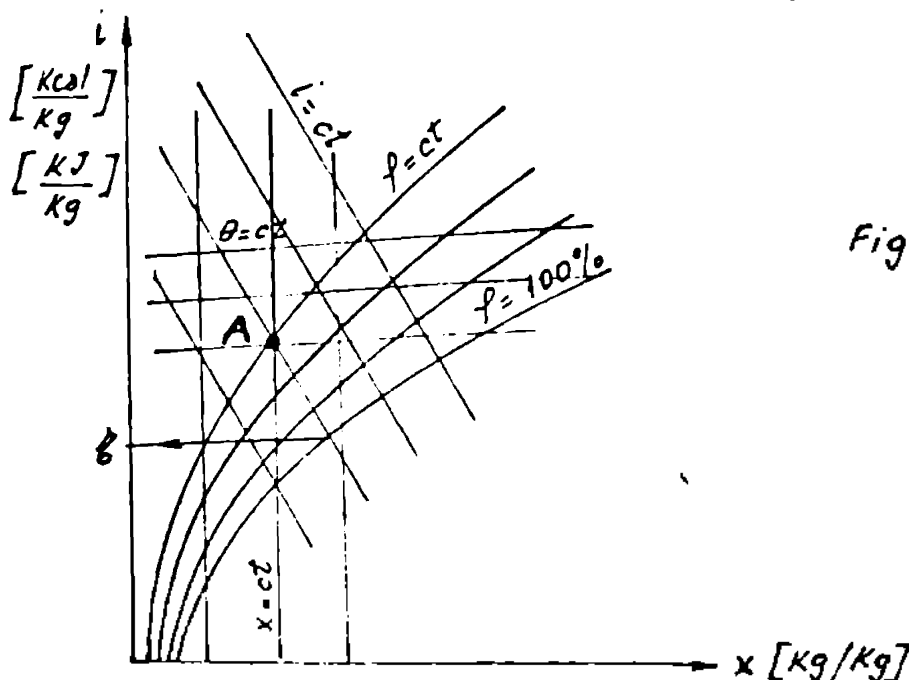


Fig. 2.6 Diagrama $i-x$

Dacă A este starea aerului ambiant, limita teoretică de răcire a apei este dată de temperatura termometrului umed, t_w

(fig.2.6). Aceasta reprezintă temperatura minimă ce poate fi atinsă de apă și reprezintă starea de echilibru între aer și apă, când cantitatea de căldură absorbită de apă din aer, prin schimb de căldură, este returnată aerului sub formă de căldură latentă și sensibilă a vaporilor de apă, entalpia aerului, respectiv temperatura apei rămânând constante, deși apa continuă să se evapore.

Diferența dintre temperatura apei răcite, t_2 , cu ajutorul aerului de stare A și limita teoretică de răcire, t_w , se numește apropiere.

În fig.2.7 este reprezentată o schemă construită de Mollier pentru toate combinațiile posibile între diferitele componente ale schimbului de masă și căldură produs între apă și aer, componente care pot fi pozitive sau negative.

Punctul B reprezintă starea vaporilor saturați din imediata vecinătate a apei, având temperatura apei.

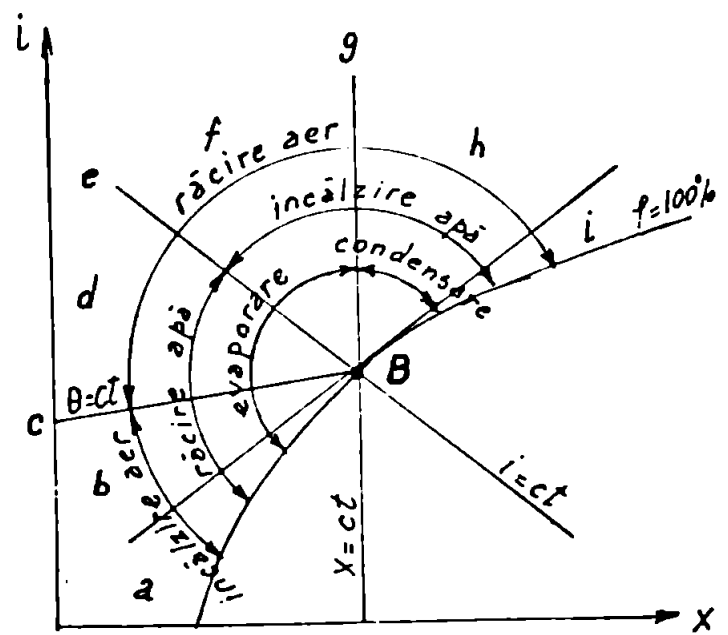


Fig 2.7 Schema lui Mollier pentru diferitele stări posibile ale schimbului de căldură și substanță la suprafața ap...

Răcirea apei este posibilă când aerul se află în domeniile a, b, c și d.

Acest lucru rezultă și din ecuația (2.27), deoarece în aceste domenii entalpia vaporilor saturați i' , la temperatura apei, este mai mare decât entalpia i a aerului.

Raportul între fluxul de căldură preluat prin convecție și prin evaporare poate fi materializat în diagrama i-x (fig.2.8)

Din relația (2.25) și (2.27), considerând

$Le = \alpha / \beta_x \cdot \rho p = 1$ și $q_g = 0$, rezultă :

$$i' - i = \frac{q_g}{\beta_x} = \frac{q_c}{\beta_x} + \frac{q_g}{\beta_x} = C_p (\theta' - \theta) + (x' - x)r$$

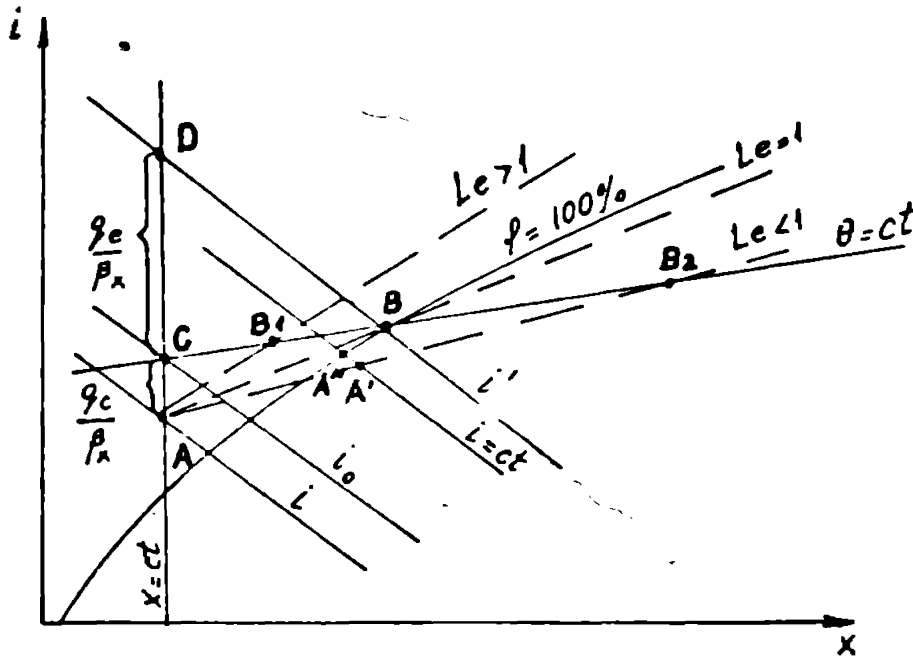


Fig 2.8 Reprezenta-
rea grafică a ponderii
fluxurilor q_c și
 q_g

Variația de entalpie între punctele A și B ($i' - i = \frac{q_g}{\beta_x}$)

va fi reprezentată prin segmentul AD.

Această variație de entalpie poate fi obținută prin două transformări:

- o transformare la $x = ct$, cu creștere de temperatură, cu variația de entalpie ($i_0 - i = \frac{q_c + q_g}{\beta_x}$), reprezentată prin segmentul AC și

- o transformare la $t = ct$, cu creșterea conținutului de umiditate, cu variația de entalpie ($i' - i_0 = \frac{q_g}{\beta_x}$) și reprezentată prin segmentul CD.

Pornind de la ecuația lui Merkel, Koch scrie ecuația:

$$G_a C_p d\theta = \alpha (\theta' - \theta) dS = c_c dS,$$

care reprezintă căldura preluată prin convecție, care mărește temperatura aerului și ecuația :

$$G_a di = G_1 c_1 dt = (\alpha (\theta' - \theta) + \beta_x r (x' - x)) dS$$

Din aceste două ecuații rezultă:

$$di = C_p d\theta + \frac{\beta_x c_p}{\alpha} r \frac{(x' - x)}{(\theta' - \theta)} d\theta.$$

deci :

$$\frac{di}{d\theta} = C_p + \frac{\beta_x \cdot C_p}{\alpha} \cdot \frac{(x' - x)}{\theta - \theta}$$

Fie A starea aerului și B starea apei (fig.2.8), cînd evoluția aerului are loc după dreapta AB, $\frac{\beta_x \cdot C_p}{\alpha} = 1$, deci $Le = 1$

Cînd evoluția se produce după dreapta AB₁, $\frac{di}{d\theta}$ scade, deci ($\frac{\beta_x \cdot C_p}{\alpha} < 1$ și $Le > 1$)

In situația evoluției aerului după dreapta AB₂, $\frac{di}{d\theta}$ crește, deci ($\frac{\beta_x \cdot C_p}{\alpha} > 1$ și $Le < 1$).

In acest caz, aerul poate deveni suprasaturat ($i_{A'} \leq i_B$) și o parte din vapori vor condensa, prin aceasta punctul A' se va deplasa în punctul A'' de pe curba de saturație, de aceeași entalpie cu A', dar avînd o temperatură mai ridicată.

In cazul turnurilor de răcire în contracurent, cînd se dau temperaturile apei la intrare în turn, t_1 și cele de la ieșire t_2 , cît și temperatura aerului exterior, se poate urmări grafic evoluția aerului în turn.

Pornind de la relația :

$$G_a di = G_1 c_1 dt, \text{ rezultă,}$$

$$di = \frac{G_1 \cdot c_1 \cdot dt}{G_a}$$

Debitul de apă G_1 și cel de aer G_a sînt de asemenea cunoscute.

In diagrama $i-x$ (fig.2.9) evoluția apei (a vaporilor saturați din stratul limită), va avea loc pe curba de saturație.

Știînd Δt , se împarte curba B - E_n în n intervale (s-au luat $n = 3$ intervale) de valoare dt , constante ($dt = \frac{\Delta t}{n}$)

Entalpia aerului la ieșire va fi :

$$i_2 = i_1 + \frac{\Delta t \cdot G_1 \cdot c_1}{G_a}$$

Intervalul între $i = i_1$ și $i = i_2$ se împarte de asemenea în n intervale avînd $di = \frac{\Delta i}{n}$.

Se unește punctul A cu mijlocul segmentului B - B₁, care reprezintă raza de evoluție a aerului de stare A (aerul de stare A fiind în contact cu apa de stare B).

La intersecția acestei drepte cu dreapta $i = i_1 + di$, se va găsi punctul A₁.

Apoi punctul A₁ se unește cu mijlocul segmentului B₁ B₂, iar la intersecție cu dreapta $i = i_1 + 2 \cdot di$, se va afla punctul A₂.

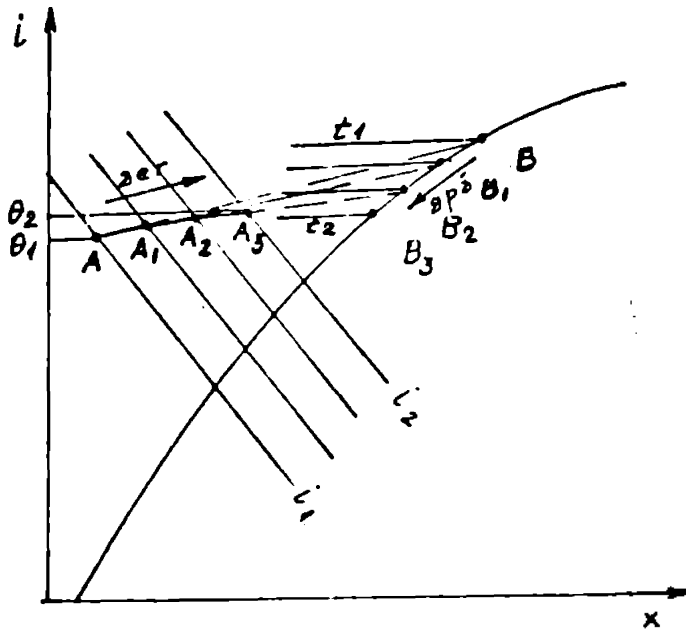


Fig. 2.9 Evoluția apei și aerului în diagrama $i-x$

Similar se procedează pentru aflarea celorlalte puncte $A_3 \dots A_n$, în acest mod trasindu-se grafic evoluția aerului din turn deci putindu-se cunoaște nu numai entalpia (care putea fi aflată cu relațiile (2.27) și (2.28)), dar și ceilalți parametri, starea aerului fiind determinată prin minim doi parametri.

**Cap.3. PROGRAM DE CALCUL CONTINUT PENTRU CALCULUL
TERMIC SI AERODINAMIC AL TURNURILOR DE RACIRE
IN CONTRACURRENT**

Turnurile de răcire umede sînt schimbătoare de căldură destinate răcirii apei cu ajutorul aerului, preluarea căldurii de la apă realizîndu-se atît datorită schimbului termic convectiv, cît și schimbului de masă, ele avînd o largă utilizare în ramura energetică, industria chimică, etc.

În cadrul unei centrale termice, valoarea investiției cerută pentru un turn de răcire ajunge la cca 5-6% din investiția totală, investiția totală specifică fiind de aproximativ 15000 lei/Kw.

Din această cauză se impune o proiectare cît mai judicioasă a turnului, atît sub aspect economic, cît și în ceea ce privește realizarea performanțelor cerute, deoarece randamentul ciclului termic este în mare măsură funcție de temperatura apei de răcire pentru condensator. /21/, /38/.

În acest sens, analizarea diverselor situații de funcționare ale turnului, este practic imposibil de realizat, fără a apela la programe de calcul /5/, /37/, /51/, /52/, /55/.

Atît pentru proiectarea turnului, cît și pentru obținerea curbelor de performanță ale acestuia, am întocmit programe destinate calculului termic și aerodinamic al turnurilor de răcire în contracurent.

Programul este destinat studiului turnurilor de răcire în contracurent cu tiraj natural sau forțat, atît în scopul proiectării turnurilor și obținerii curbelor de performanță (cap.3), cît și pentru prelucrarea datelor experimentale (cap.5), listîngul fiind prezentat în anexe. Acest program este deosebit de complex.

Zona de răcire poate fi constituită din 1 - 3 tipuri de sisteme de răcire inseriate.

La alegere, dînd valori unor indici, în cazul tirajului forțat, viteza aerului prin turn se poate determina prin introducerea curbei caracteristice a ventilatorului. De asemenea, diverse mărimi pot fi date sub formă de DO-uri, etc.

Dată fiind complexitatea programului, în cele ce urmează vor fi prezentate numai schema logică de principiu (fig.3.1 a) și schema logică (fig.3.1.b) a situației cînd pentru mărimile introduse

în program nu se folosesc DO-uri, iar în cazul tirajului forțat, viteza este dinainte cunoscută (știind caracteristica ventilatorului și caracteristica f a turnului).

3.1 Prezentarea generală a programului de calcul

CONT 1

Programul conține două părți principale:

- calculul termic
- calculul aerodinamic

Rezolvarea calculului se face într-o etapă (calculul termic propriu-zis), în cazul turnurilor de răcire cu tiraj forțat și în două etape (calculul termic și calculul aerodinamic) în situația turnurilor cu tiraj natural (fig.3.1.a)

3.1.1. Tirajul forțat

Pentru tirajul forțat viteza v se cunoaște.

Pe lângă caracteristicile geometrice, termice și aerodinamice, referitoare la turn și umplutură se dau diverse temperaturi ale apei pe curba de saturație, cât și valorile $q, \Delta t, \theta_1, f_1$ (sau ζ).

Pentru viteza v se stabilește entalpia medie (aritmetică) a apei răcite i_m , și cunoscând curba de saturație prin puncte (t, i) , prin polinoame de interpolare Lagrange, se determină t_m . [3], [63].

$$\text{Rezultă : } t_2 = t_m - \Delta t/2$$

Cu această temperatură este efectuat în primă aproximație calculul termic.

În cazul în care condițiile de echilibru termic nu sînt respectate ($\beta_{xv} \approx \beta_{xv}^*$ sau $\Delta t \approx \Delta t^*$), temperatura t_2 se modifică pînă ce echilibrul termic este realizat, după care se pot tipări rezultatele.

Temperatura t_2 obținută, reprezintă temperatura ce poate fi realizată de turnul respectiv, pentru valorile $v, q, \Delta t, \theta_1, f_1$ (ζ), date în program.

3.1.2. Tirajul natural

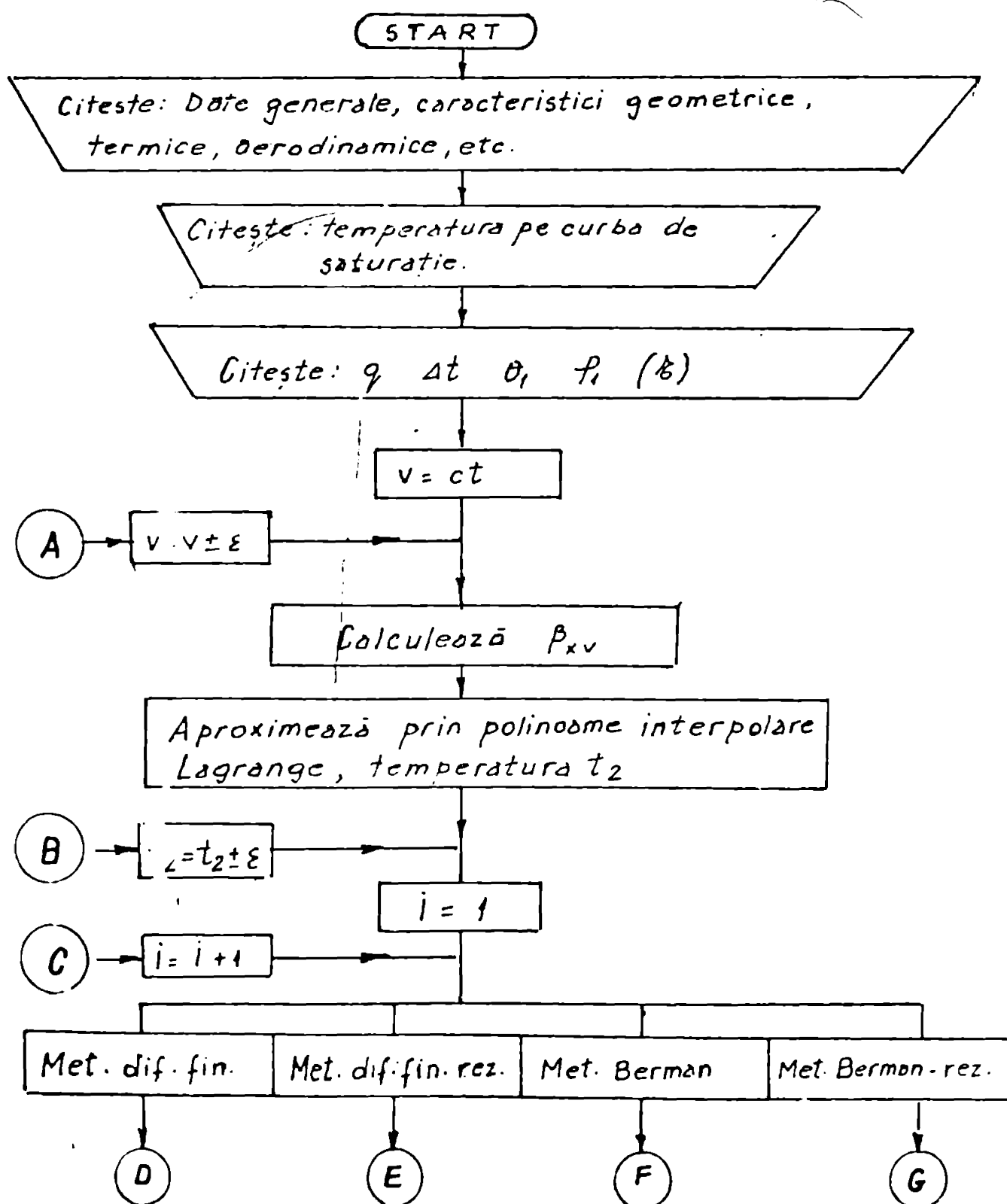
În cazul tirajului natural, viteza nu este cunoscută; ea fiind funcție de tiraj, va fi dependentă de modul în care are loc schimbul de masă și căldură în sistemul de răcire.

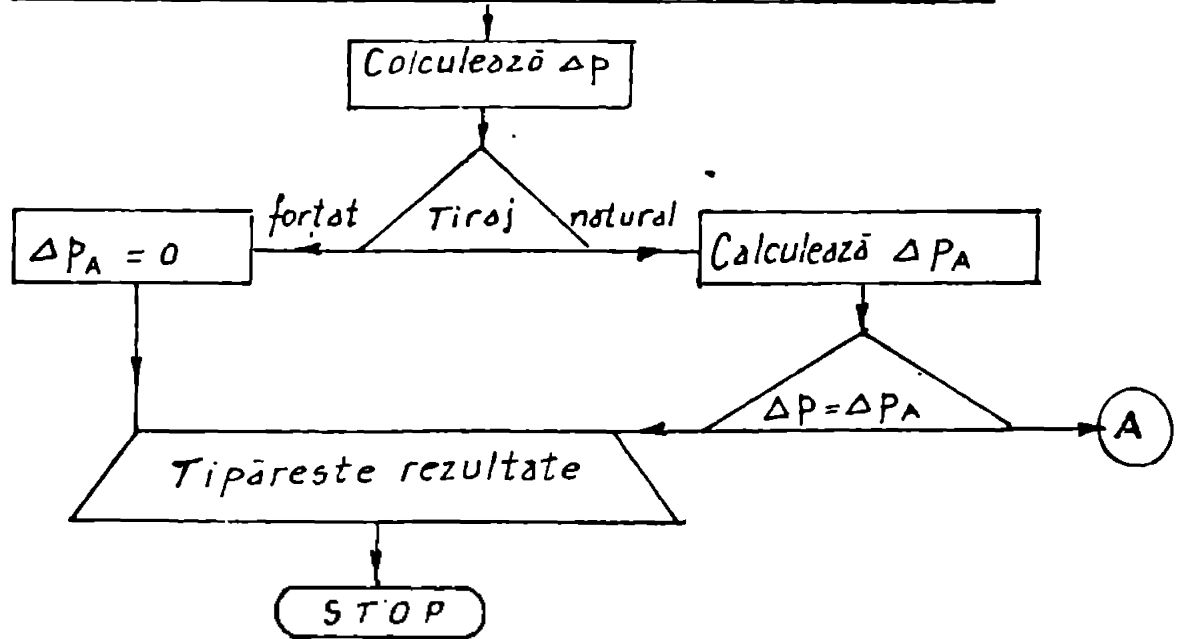
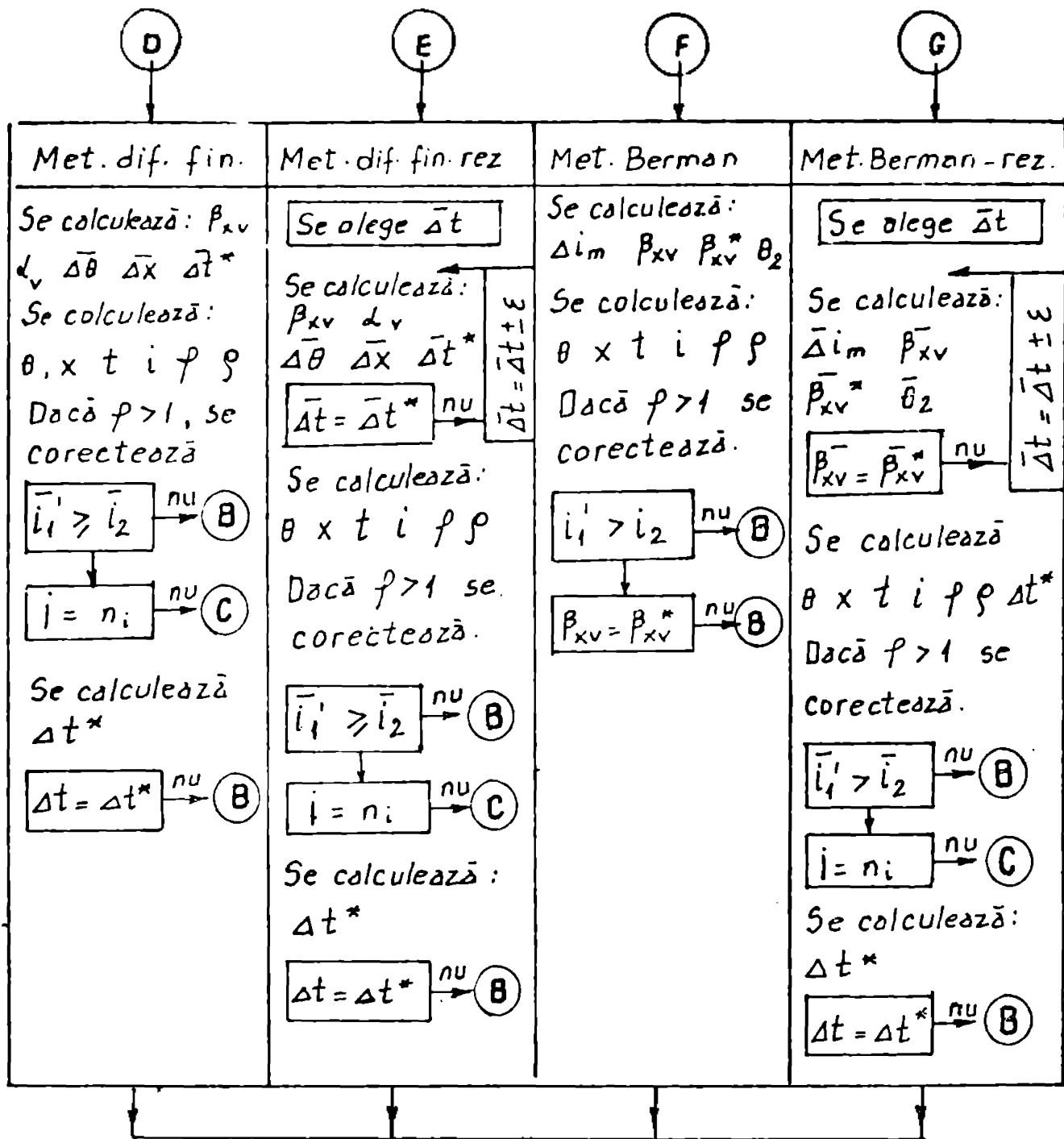
Viteza v este presupusă în acest caz cunoscută.

Cu această viteză, calculul decurge similar celui descris anterior pentru tirajul forțat.

Fig. 3.1a. SCHEMA LOGICA DE PRÎNCIPIU

CONTINUT





NOTĂ : CONT₁ reprezintă varianta CALC=1
 a programului sursă CONT

După ce pentru viteza v , a fost aflată prin iterații temperatura t_2 , se calculează Δp și Δp_A .

Dacă nu sînt respectate condițiile de echilibru aerodinamic ($\Delta p = \Delta p_A$), viteza se modifică. Calculul se consideră terminat atunci cînd sînt respectate atît condițiile de echilibru termic, cît și cele de echilibru aerodinamic.

Temperatura t_2 și viteza v reprezintă valorile temperaturii apei răcite și vitezei aerului prin turn, care se obțin cu ajutorul turnului cu tiraj natural, pentru parametrii q , Δt , θ_1 , f_1 (%) dați în program.

Calculul termic se poate desfășura utilizînd mai multe metode de calcul, care vor fi prezentate ulterior.

3.2. Relații de calcul pentru parametrii aerului

Pentru determinarea presiunii de saturație funcție de temperatură, a fost utilizată formula lui Jerry :/75/:

$$\log p' = 0,0141966 - 3,142305 \left[10^3/T - 10^3/373,16 \right] + \\ + 8,2 \log (373,16/T) - 0,0024804(373,16 - T)$$

$$\text{deci } p' = 10^{(\log p')} \quad \text{/ata /} \quad (3.1)$$

unde : T reprezintă temperatura, în $^{\circ}K$

Fiind dată umiditatea relativă a aerului, f , și temperatura aerului la termometrul uscat (θ) conținutul de umiditate al aerului umed, raportat la 1 kg de aer uscat, va fi /10/, /60/, /71/:

$$x = \frac{0,622 f p'(\theta)}{p_B - f p'(\theta)} \quad \text{/Kg/Kg/} \quad (3.2)$$

unde p_B reprezintă presiunea atmosferică, în ata.

La saturație $f = 1$ deci :

$$x' = \frac{0,622 p'(\theta)}{p_B - p'(\theta)} \quad \text{/Kg/Kg/} \quad (3.3)$$

În situația în care zone ale sistemului de răcire lucrează în regiile de suprasaturație ($f > 1$), o parte din vaporii de apă vor condensa, prin această temperatură aerului se va mări, iar în ipoteza că acest condens, sub formă de picături fine, este antrenat de curentul de aer, el va modifica mărimile de stare ale aerului.

Conținutul de lichid existent în 1 Kg de aer uscat va fi x_1 , în Kg/kg.

În cazul cel mai general, căldura specifică a aerului poate fi exprimată prin relația :

34)

$$C_p = (c_a + x c_v + x_1 c_1) / (1 + x + x_1) \text{ / Kcal/Kg grd /} \quad (3.4)$$

unde C_p reprezintă căldura specifică a aerului, în Kcal/Kg.grd.

- c_v - căldura specifică a vaporilor de apă, în Kcal/Kg grd

- c_1 - căldura specifică a apei, în Kcal/Kg grd

Entalpia aerului umed, raportată la 1 Kg de aer uscat, este dată de expresia

$$i' = (c_a \cdot \theta + x(r + c_v \cdot \theta) + c_1 \cdot \theta) \text{ / Kcal/Kg /} \quad (3.5)$$

unde r reprezintă căldura latentă de vaporizare, în Kcal/Kg.

Pentru mărimile din stratul limită, unde aerul este saturat, se vor utiliza relațiile :

$$x' = (0,622 p'(t)) / (P_B - p'(t)) \text{ / Kg/Kg /} \quad (3.6)$$

$$i' = c_a \cdot t + x'(r + c_v \cdot t) \text{ / Kcal/Kg /} \quad (3.7)$$

unde t reprezintă temperatura apei, în $^{\circ}\text{C}$, iar $p'(t)$ se referă la temperatura t .

Densitatea aerului umed va fi dată de expresia /60/ :

$$\rho = \rho_a + \rho_v \text{ / Kg/m}^3 \text{ /}$$

unde : ρ_a reprezintă participația gravimetrică a aerului în Kg/m^3 .

- ρ_v - participația gravimetrică a vaporilor de apă în Kg/m^3

$$\rho_a = 1,293 \frac{P_B - \gamma \cdot P(\theta)}{T} \text{ / Kg/m}^3 \text{ /} \quad (3.8)$$

$$\rho_v = 0,78 \frac{\gamma \cdot P(\theta)}{T} \cdot T_0$$

$$\text{Rezultă : } \rho = \left(\frac{342 P_B - 129 \gamma P(\theta)}{T} \right) \quad (3.9)$$

P_B și $P(\theta)$ sînt măsurate în ata.

$$T = 273,16^{\circ}\text{C}$$

Densitatea aerului poate fi dată și de expresia:

$$\rho = \rho_a (1 + x)$$

unde x reprezintă cantitatea de umiditate conținută de 1 Kg aer uscat, în Kg/Kg.

În cazul cel mai general, cînd se consideră că aerul conține și picături, densitatea aerului umed se poate exprima:

$$\rho = \rho_a (1 + x + x_1) \text{ / Kg/m}^3 \text{ /} \quad (3.10)$$

Cînd se dau parametrii θ și z , umiditatea relativă se determină astfel:

Știînd că $i(\theta, \rho) = i'(\theta)$, se calculează în ordine /55/ :

- $p'(t) = (t)$
- $x(t) = (0,622 p'(t)) / (p_B - p'(t))$
- $i = c_a t + x(t) (r + c_v t)$
- $x = (i - c_a t) / (r + c_v t)$
- $p'(t) = f(t)$ și rezultă :
- $f = x \cdot p_B / (p'(t) (x + 0,622))$ (3.11)

În cazul în care parametrii de la intrare sînt dați prin valorile θ și f , știind că $i(\theta, f) = i'(t)$, în program, temperatura t se determină prin metoda aproximațiilor succesive (cu pas variabil, înjumătățit) /74/, găsindu-se cea temperatură pentru care entalpia la saturație i' este egală cu entalpia aerului exterior i , dată.

Valoarea astfel găsită va reprezenta temperatura aerului la termometrul umed, t .

3.3 Calculul termic

Calculul termic constă în determinarea temperaturii apei răcite t_2 , realizată de turnul cunoscut, cînd viteza aerului ar fi v , la valorile $q, \Delta t, \theta, f_1$ (t) date. (fig.3.1.b)

Se calculează parametrii aerului la intrare (x_1, i_1, f_1, t sau θ_1). Pentru a reduce cât mai mult numărul ciclurilor în căutarea acestei temperaturi, ea poate fi calculată în primă aproximație, calculînd entalpia medie a aerului saturat, dată de relația:

$$i_m' = i_1 + f_1 q \Delta t (1/n \beta_{zv}) + 1/7200 \cdot q \cdot v$$

/ Kcal/Kg/ (3.12)

unde ρ_1 - densitatea apei în kg/m^3 , iar coeficientul β_{zv} este dat de expresia :

$$\beta_{zv} = A q^n (3600 v)^n$$

/ kg/m^3 / (3.13)

A - caracteristică termică a sistemului de răcire, în kg/m^4

q - densitatea ploii, în $\text{m}^3/\text{m}^2 \cdot \text{h}$

v - viteza aerului, în m/s

Cunoscînd entalpia i_m' și curba de saturație dată prin puncte (t, i'), prin polinomul de interpolare Lagrange, se determină temperatura de pe curba de saturație t_m corespunzînd entalpiei i_m' .

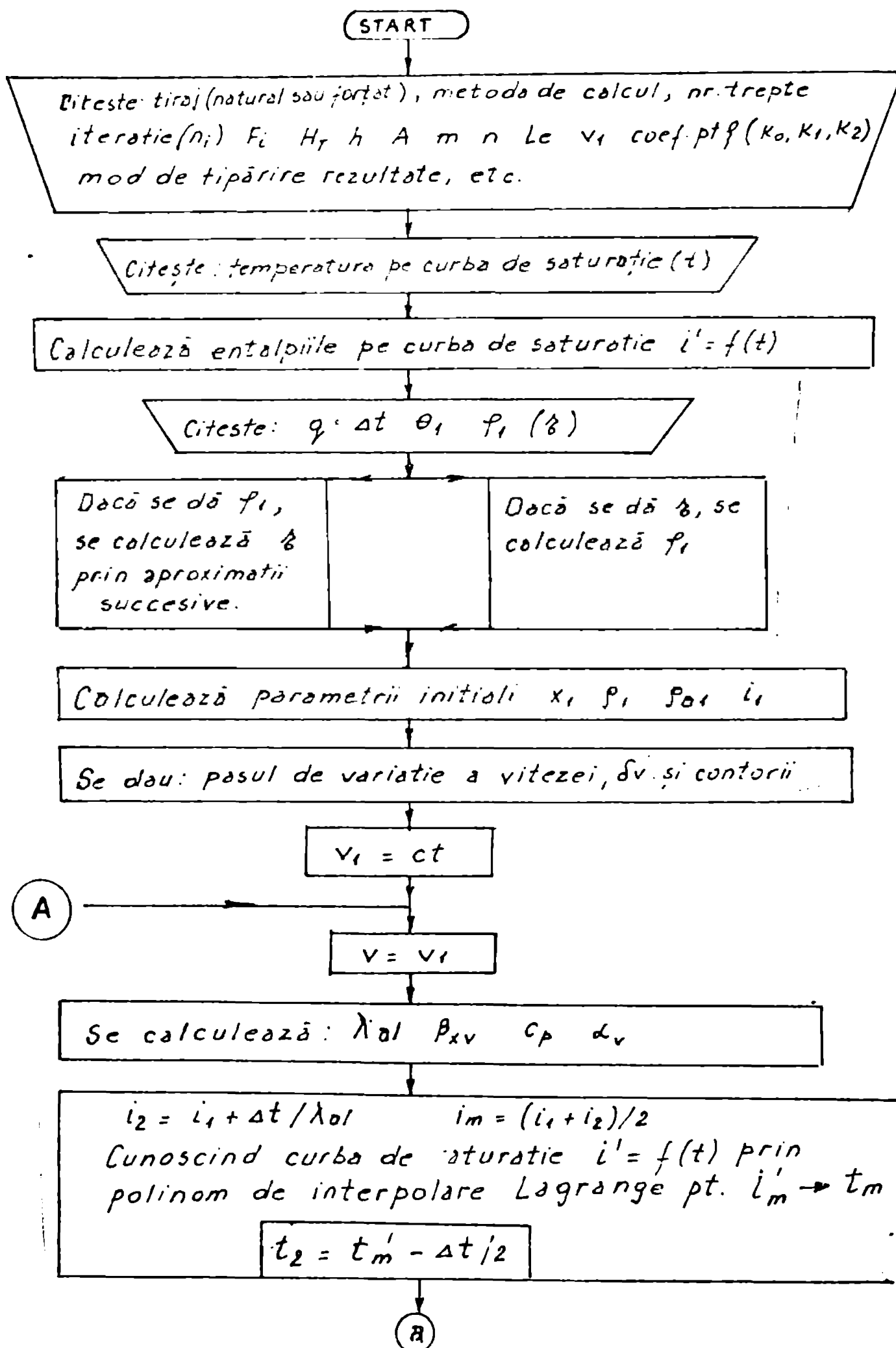
Rezultă că în primă aproximație :

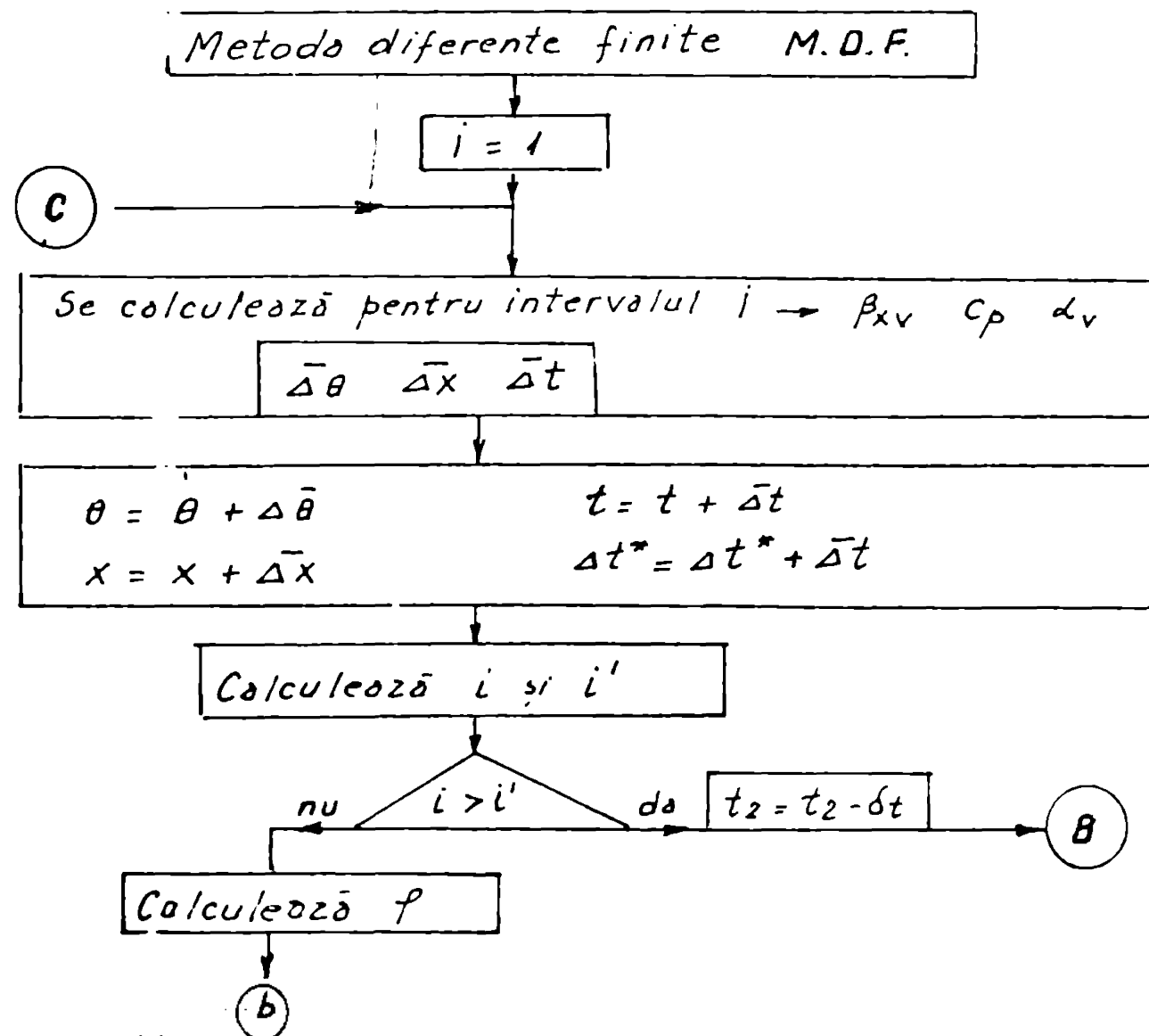
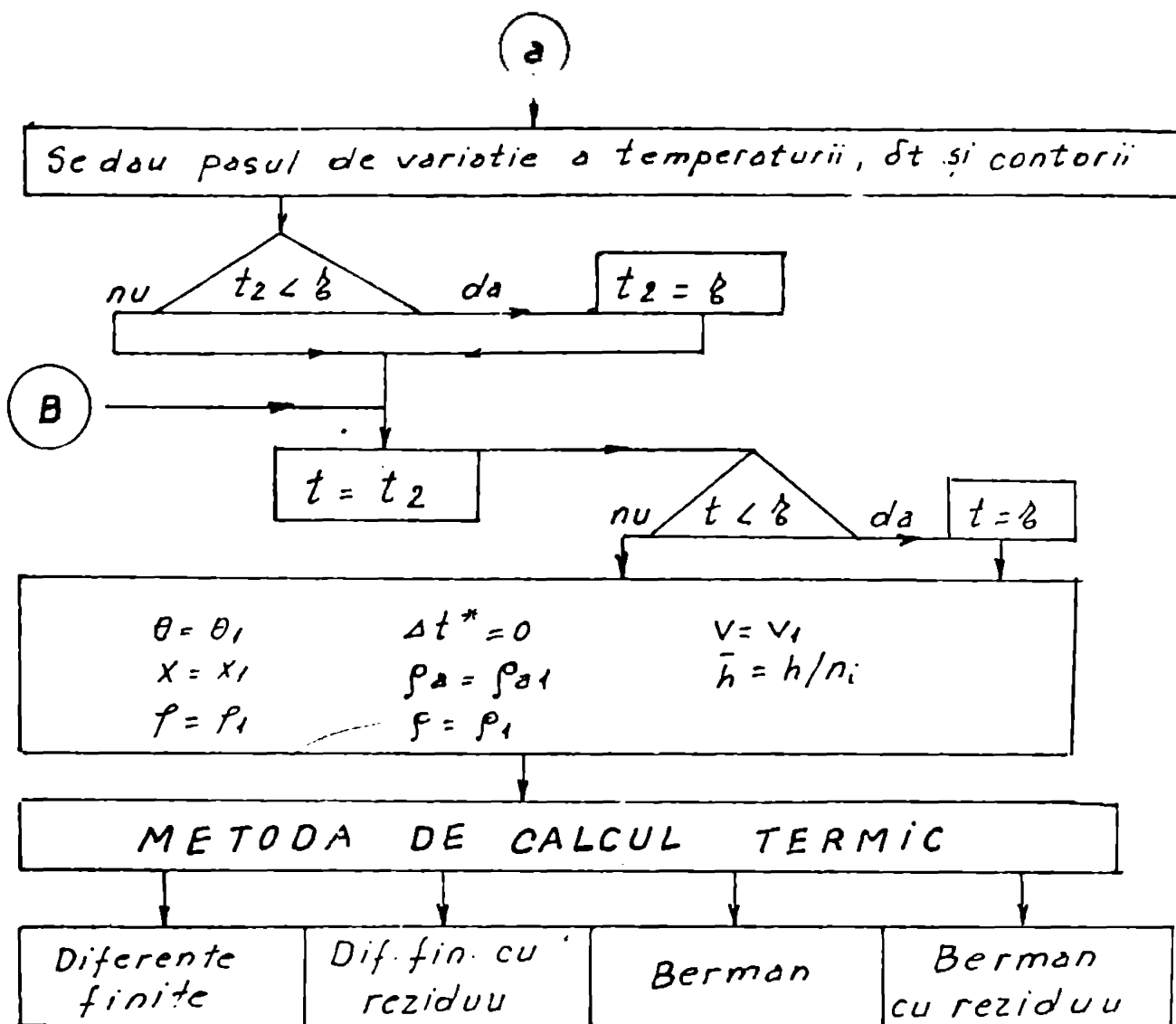
$$t_2 = t_m - \Delta t/2$$

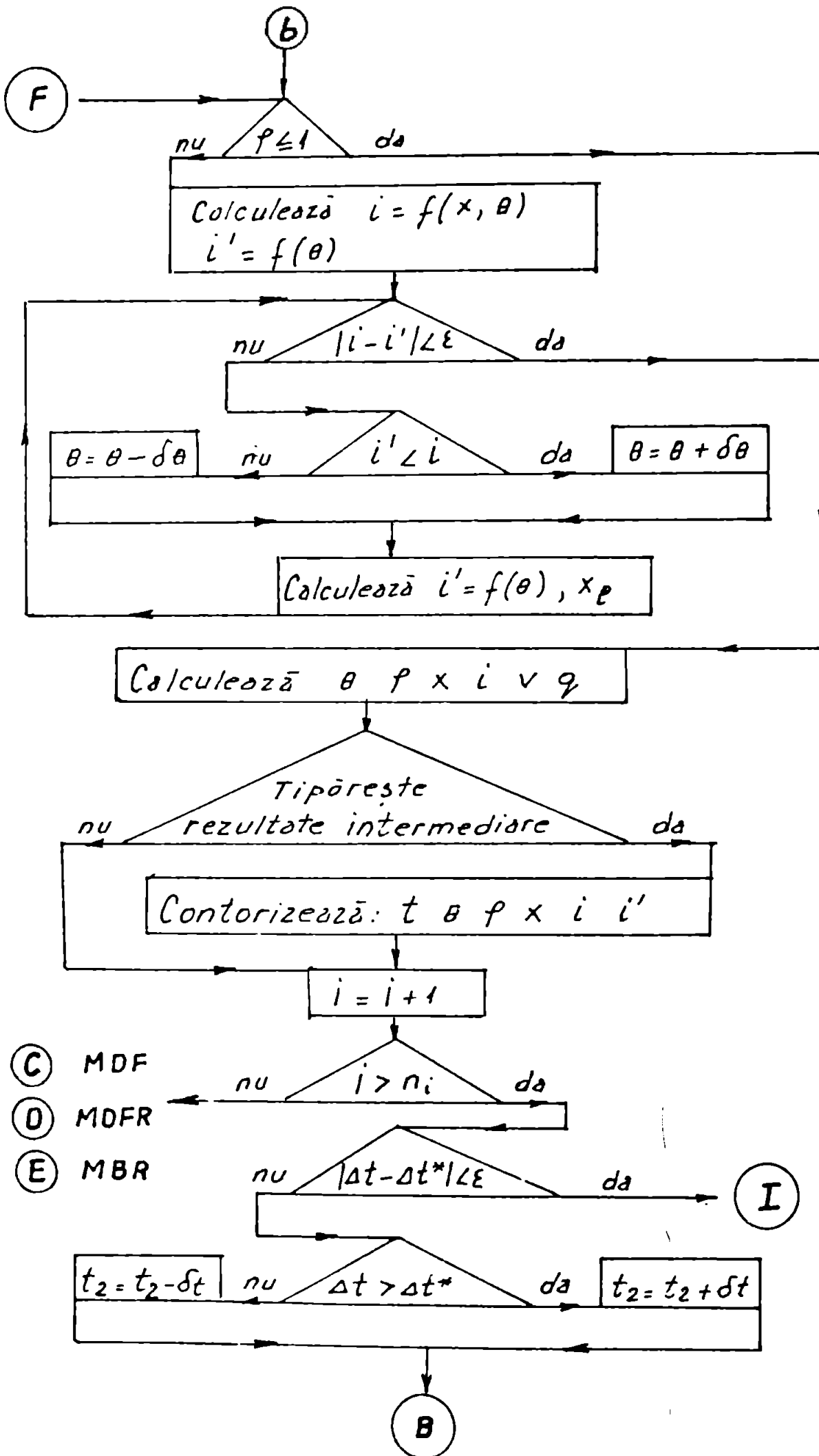
Această temperatură nu poate fi mai mică decît temperatura t , care reprezintă limita teoretică de răcire.

Se calculează apoi $i_2' = f(t_2)$ și $x_2' = f(t_2)$

Fig. 3.1.6. SCHEMA LOGICA A PROGRAMULUI
CONT₁

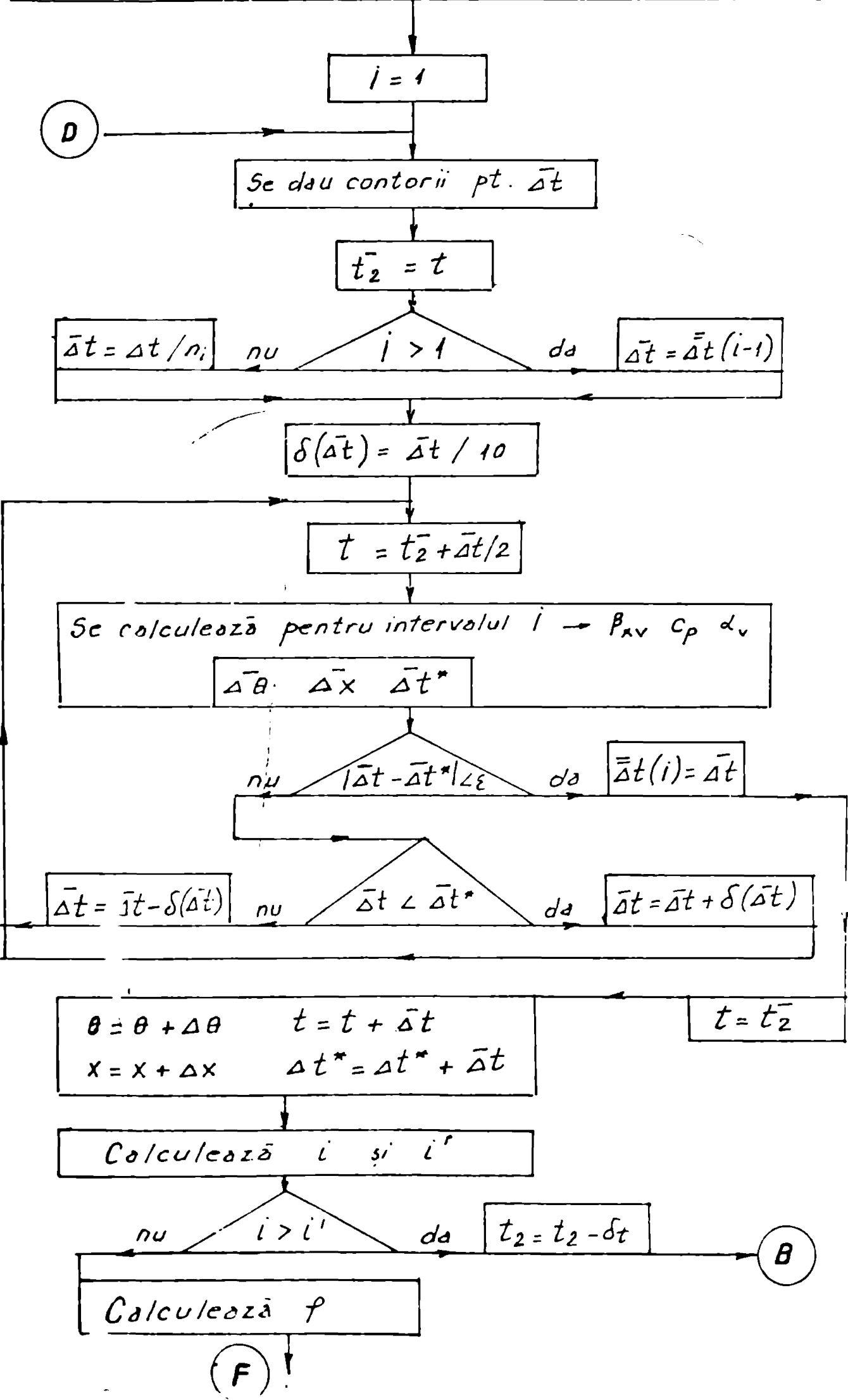


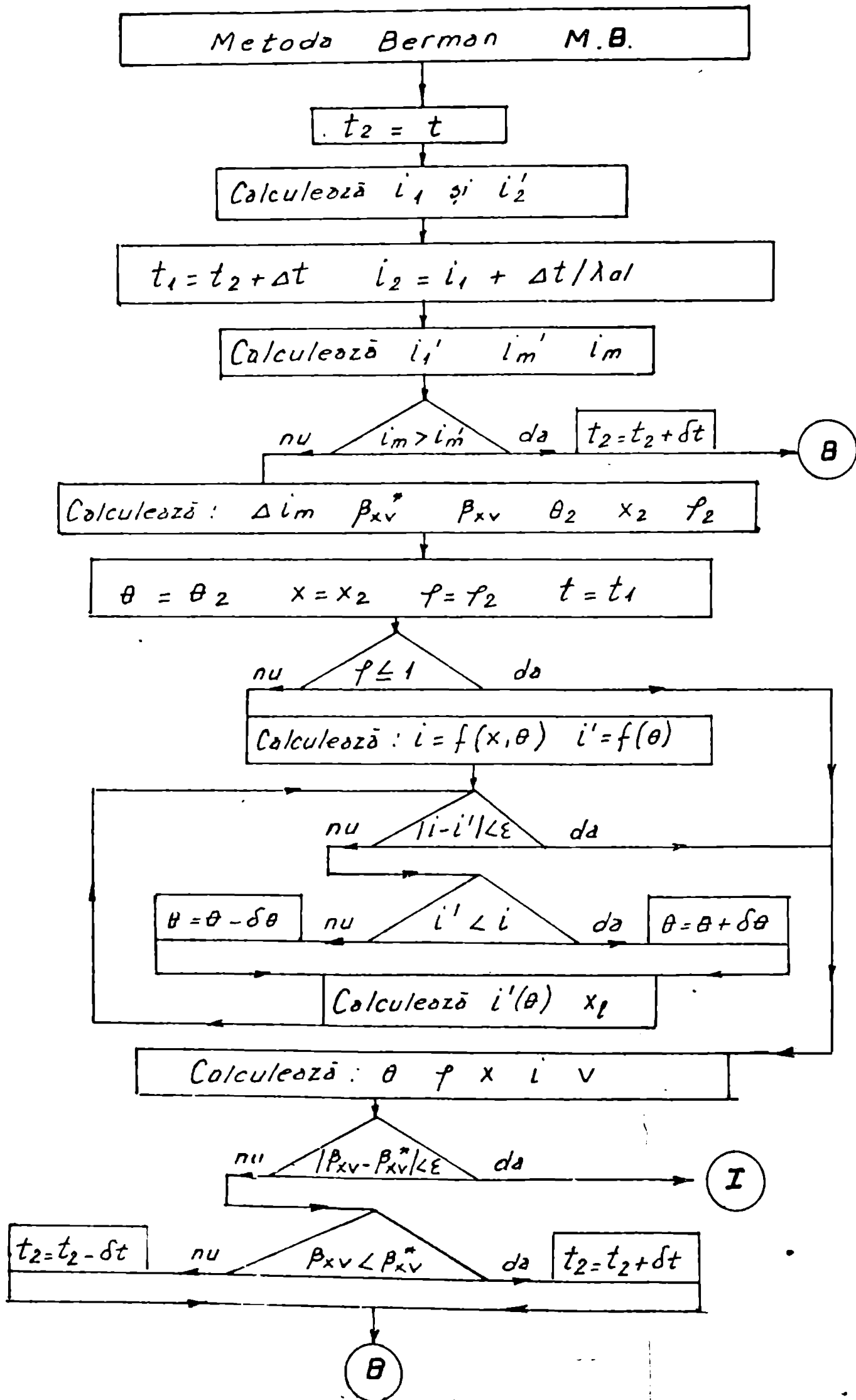




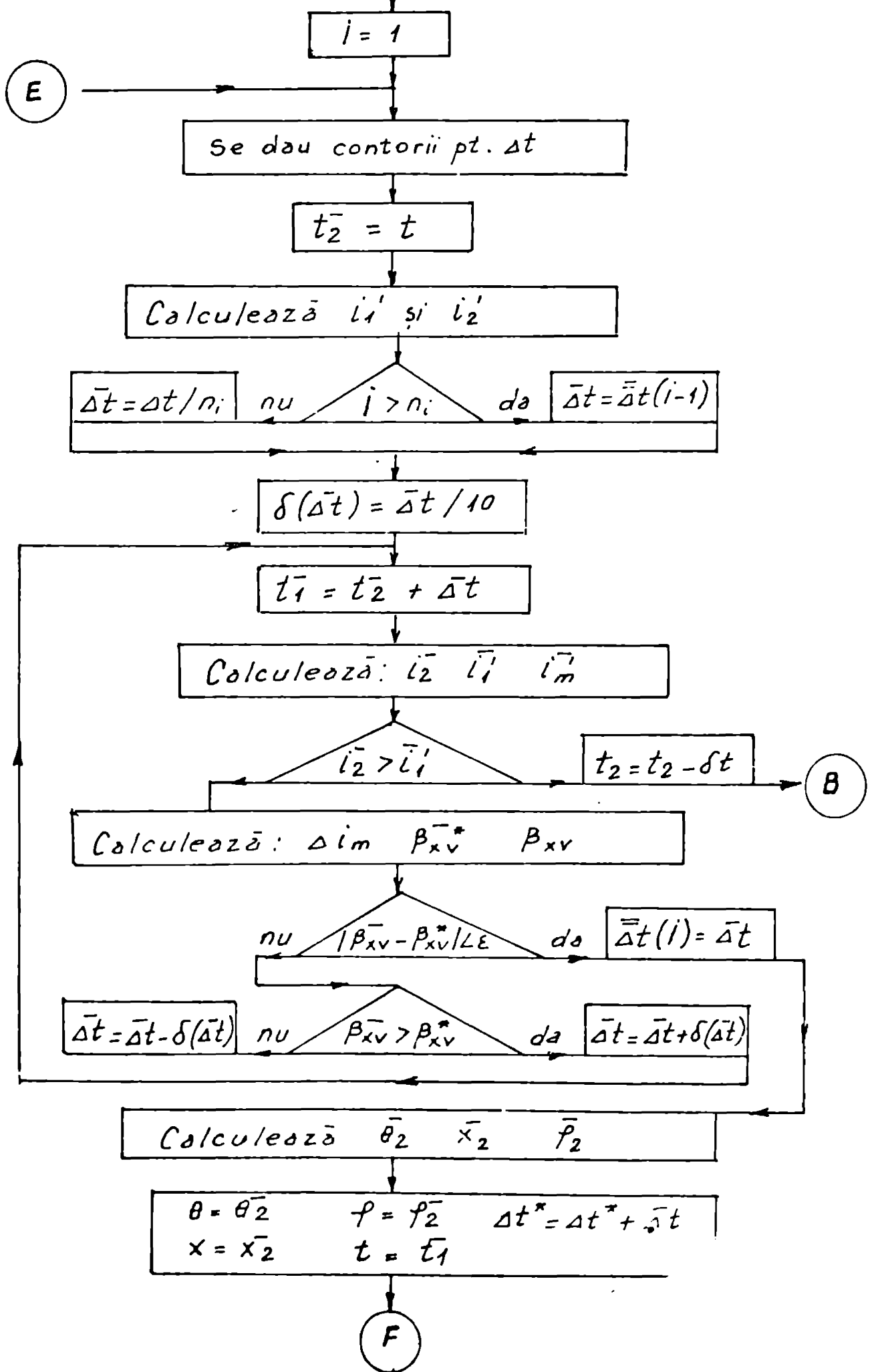
- (C) MDF
- (D) MDFR
- (E) MBR

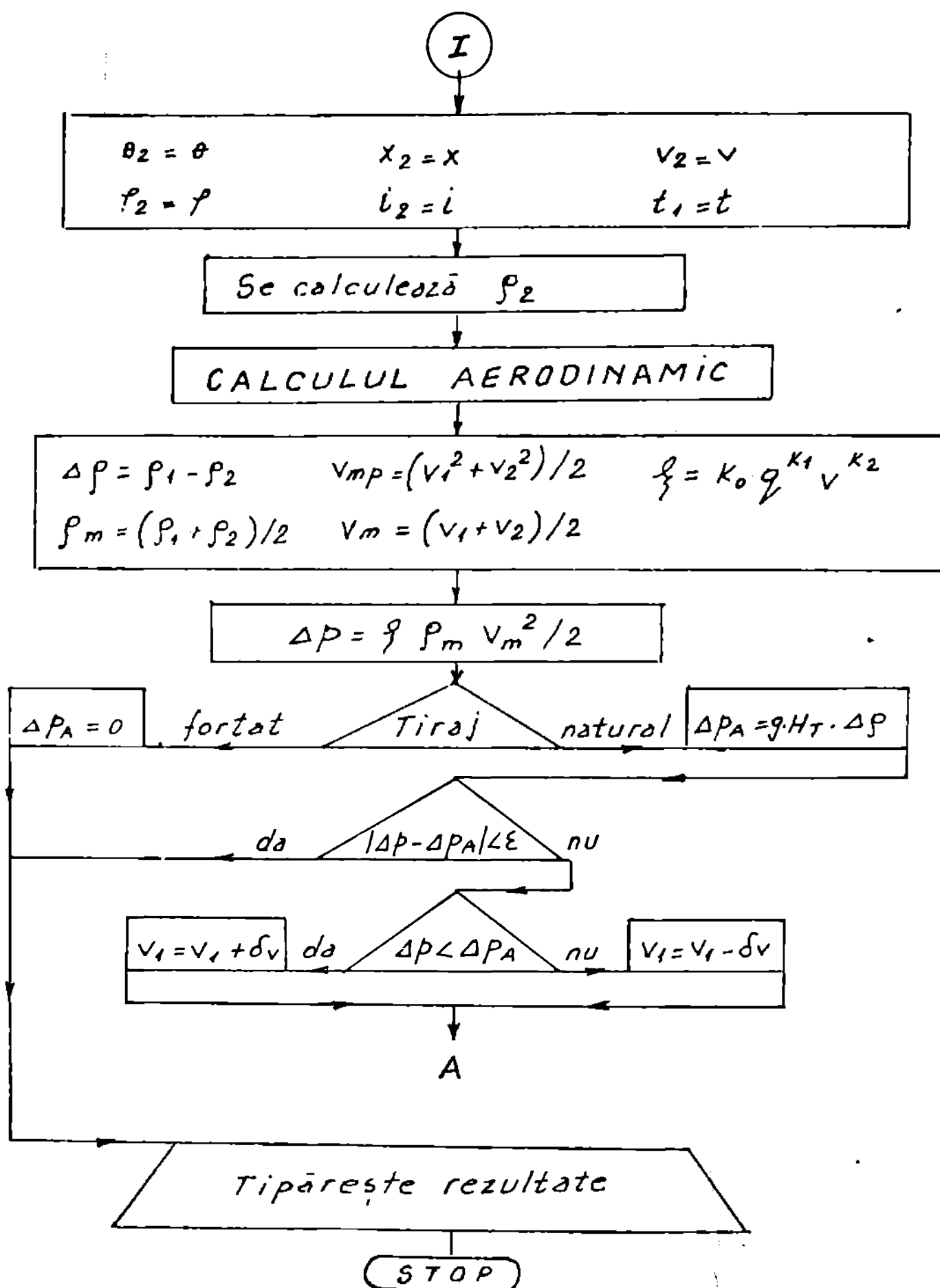
Metoda diferentelor finite cu reziduu M. D. F. R.





Metoda Berman cu reziduu M.B.R.





NOTĂ : CONT1 reprezintă varianta
 CALC=1 a programului sursă CONT

Pentru efectuarea calcului termic propriu-zis, am utilizat patru metode de calcul :

- metoda diferențelor finite /26/ , /37/ , /55/
- metoda diferențelor finite cu reziduu /55/
- metoda Berman /1/ , /10/ , /55/
- metoda Berman cu reziduu /55/

Literatura de specialitate menționează "metoda diferențelor finite" și " metoda lui Berman".

Personal am elaborat "metoda diferențelor finite cu reziduu" și " metoda lui Berman cu reziduu".

Pentru calculul termic a fost adoptată următoarea schemă de calcul (Fig.3.2)

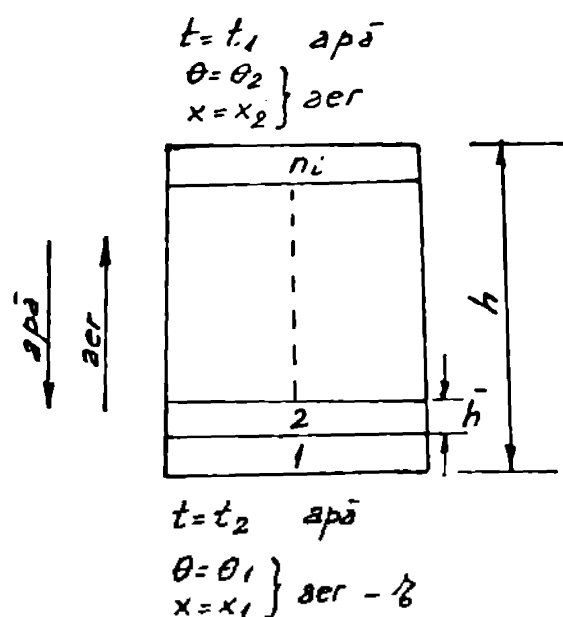


Fig 3.2 Schema de calcul termic pentru contracurent

Calculul se efectuează de jos în sus, la partea inferioară a sistemului de răcire, parametrii aerului fiind cunoscuți.

În cele ce urmează vor fi prezentate metodele de calcul termic utilizate:

3.3.1 "Metoda diferențelor finite" (MDF)

Metoda diferențelor finite este o metodă iterativă, în care cunoscând parametrii celor doi agenți la intrarea în elementul de volum considerat, de înălțime \bar{h} și calculând β_{XV} și α_V

($\alpha_V = Lc \cdot \beta_{XV} \cdot C$), se determină :

- variația de temperatură a aerului ($\Delta\theta$) datorită schimbului convectiv:

$$\Delta\theta = \alpha_V (t - \theta) \bar{h} / (3600 \cdot \rho \cdot v_{sp}) \quad (3.14)$$

44)

- variația conținutului de umiditate a aerului (ΔX) datorat schimbului de masă:

$$\Delta X = \beta_{xv} (x' - x) \bar{h} / (3600 \rho v) \quad (3.15)$$

- variația de temperatură a apei (Δt) ca urmare a schimbului global de masă și căldură:

$$\bar{t} = (c_p \Delta \theta + \Delta X (r + c_v (t - \theta))) \cdot 3600 \rho v / (\rho_1 \cdot q c_1) \quad (3.16)$$

Utilizând ecuațiile (3.14), (3.15), (3.16) și cunoscând parametrii agenților la intrarea în interval, se determină valorile acestor parametri la ieșirea din volumul elementar considerat.

La intrarea în primul interval $t^x = 0$

$$\theta = \theta + \Delta \bar{\theta}$$

$$x = x + \Delta \bar{x}$$

$$t = t + \Delta \bar{t}$$

$$\Delta t^x = \Delta t^x + \Delta \bar{t}$$

Deci starea celor două fluide (apă și aer) fiind determinată, pot fi calculați oricare alți parametri (i, ρ, ρ', i', x')

Evoluția entalpiilor celor doi agenți în lungul sistemului de răcire este dată în fig. 3.3.

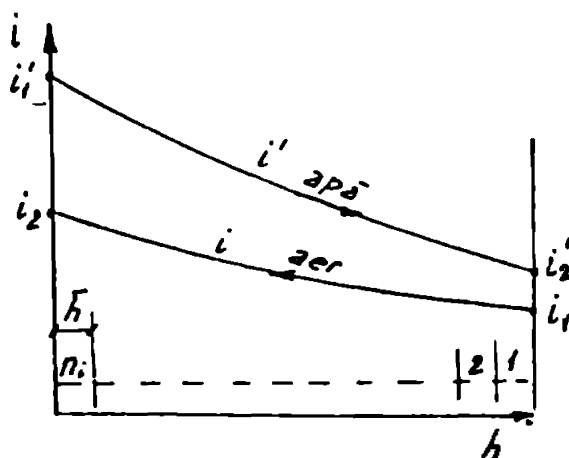


Fig. 3.3 Evoluția entalpiilor aerului și aerului saturat din stratul limită de la suprafața apei

Atunci când $i > i'$, caz care contravine principiului II al termodinamicii, căldura neputând trece "de la sine" de la corpul mai rece la cel cald, temperatura t_2 aleasă inițial se micșorează ($t_2 \leq \theta$), în acest mod determinându-se și valorile $\Delta \theta, \Delta x, \Delta t$.

În cazul în care $f > 1$, se corectează temperatura aerului (se mărește), astfel încât entalpia aerului să rămână aceeași. Determinarea acestei temperaturi se face similar aflării temperaturii t_2 a aerului la intrare, deci se găsește prin aproximații succesive acea temperatură pentru care $i_A = i_B$.

Acel punct B se va afla pe curba de saturatie. Diferența conținutului de umiditate între A și B, reprezintă condensul ce va putea fi antrenat de curentul de aer $x_f = x_1 - x_2$.

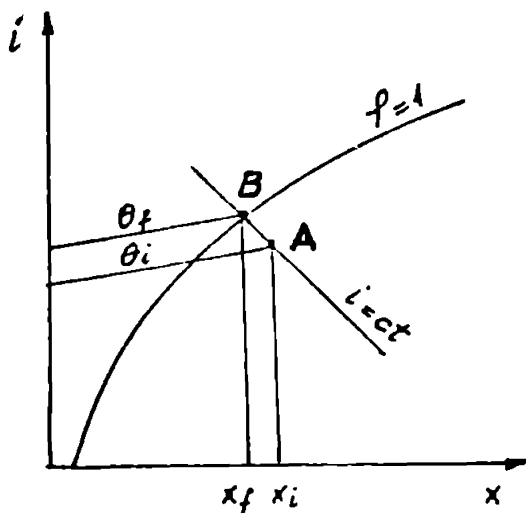


Fig. 3.4 Modificarea stării aerului în zona de supra-saturatie, $f > 1$

Cu noile valori găsite (θ , x , i , f , t , x'') se intră în treapta următoare de iterație, proces mîndu-se similar.

La sfîrșitul celor n trepte de iterație, parametrii vor fi: $(\theta_2, x_2, i_2, f_2, t_2, x_1, t_1)$, iar valoarea rezultată pentru intervalul de vîlci Δt^2 se compară cu valoarea Δt cerută.

Dacă cele două valori sînt aproximativ egale, calculul termic se consideră încheiat.

În caz contrar, prin aproximații succesive, cu pas variabil (înjumătățit), temperatura t_2 aleasă inițial se va modifica, mîrindu-se t_2 cînd $\Delta t > \Delta t^2$ și micșorîndu-se cînd $\Delta t < \Delta t^2$.

3.3.2 Metoda diferențelor finite cu reziduul (MDFR)

Această metodă este iterativă.

Se inițializează temperatura t_2 în prima aproximație, cu ajutorul polinoamului de interpolare Lagrange, ca la metoda anterioară, după care, în acest caz, Δt se presupune cunoscut și în interval se va lucra cu valorile medii, ca cu cele de la intrare, ca în cazul "metodei cu diferențe finite".

Temperatura apei va fi $t^x = t + \Delta t^x/2$,
temperatura aerului $\theta = \theta + \Delta \theta/2$, iar conținutul de umiditate $x = x + \Delta x/2$

În acest fel ecuațiile schimbului de masă și căldură vor fi:

$$\Delta \bar{\theta} = \alpha_v (t^x - \theta) \bar{E} / (3600 \rho \cdot v \cdot c_p + \alpha_v \bar{E}/2) \quad (3.17)$$

$$\Delta \bar{x} = \beta_{xv} (x^x - x) \bar{E} / (3600 \rho \cdot v + \beta_{xv} \bar{E}/2) \quad (3.18)$$

$$\Delta \bar{t}^x = (c_p \Delta \bar{\theta} + \Delta \bar{x} (r + c_v (t^x - (\theta + \Delta \theta/2)))) (3600 \cdot \rho \cdot v) / (\rho_1 c_{p1}) \quad (3.19)$$

Cu ajutorul ecuațiilor (3.17), (3.18) și (3.19), se poate cunoaște starea agenților la ieșirea din interval.

Se compară $\Delta \bar{t}$ cu $\Delta \bar{t}^x$

Dacă valorile sînt apropiate, calculul se desfășoară mai departe.

În caz contrar, prin aproximații succesive valoarea $\Delta \bar{t}$ aleasă inițial, se modifică pînă cînd $\Delta \bar{t} = \Delta \bar{t}^x$

Pentru reducerea ciclurilor, pentru intervalul (i) (cu excepția primului), $\Delta \bar{t} = \Delta \bar{t}(i-1)$

Se calculează apoi parametrii aerului și apei la ieșirea din treapta de iterație :

$$\theta = \theta + \Delta \bar{\theta} \quad t = t + \Delta \bar{t}$$

$$x = x + \Delta \bar{x} \quad \Delta t^x = \Delta t^x + \Delta \bar{t}$$

Se calculează i și i'

Dacă $i > i'$, temperatura t_2 aleasă inițial se va mări (fig.3.3.1)

În cazul în care $f > 1$, se corectează prin aproximații succesive temperatura aerului, astfel ca la aceeași entalpie, $f = 1$ (fig.3.3.1)

La sfîrșitul celor n intervale se determină parametrii aerului și apei.

Se compară Δt cu Δt^x , modificîndu-se temperatura aleasă t_2 , pînă cînd $\Delta t = \Delta t^x$ (fig.3.3.1)

3.3.3. "Metoda Berman" (MB)

"Metoda Berman" are la bază ipotezele simplificatoare ale ecuației lui Merkel prin care :

- se consideră $Le = 1$
- se neglijează aportul de căldură sensibilă a vaporilor.

În prima aproximație se inițializează t_2 și pentru viteza v se calculează:

$$t_1 = t_2 + \Delta t$$

$$i_2 = i_1 + (\rho_1 \cdot q \cdot c_1 \Delta t) / (3600 \rho v)$$

$$\beta_{XV} = \Delta q^M (3600 v)^M$$

Se determină i_1' , i_2' și $i_m' = f(t_m)$

Spre deosebire de celelalte metode care erau iterative, metoda Berman este o metodă globală, care lucrează cu diferența medie de entalpie (Δi_m) pentru tot volumul considerat de înălțime h .

Ecuațiile schimbului global de masă și căldură sînt date de expresia:

$$\rho_1 q c_1 \Delta t = 3600 \rho v i = h \beta_{XV}^X \Delta i_m \quad (3.20)$$

Pentru contracurent Δi_m va fi /lo/:

$$\frac{(i_1' - i_2) - (i_2' - i_1)}{2,3 \log \frac{i_1 - i_2 - (i_1' + i_2' - 2i_m')/4}{i_2 - i_1 - (i_1' + i_2' - 2i_m')/4}} \quad (3.21)$$

Pe baza relației (3.20) se determină:

$$\beta_{XV}^X = (\rho_1 q c_1 \Delta t) / (h \Delta i_m)$$

Temperatura aerului θ_2 la ieșirea din sistemul de răcire este dată de relația /lo/:

$$\theta_2 = \theta_1 + (i_2 - i_1)(t_m - \theta_1) / (i_m'' - i_1) \quad (3.22)$$

În felul acesta se cunoaște starea celor doi agenți la ieșirea din sistemul de răcire,

Se calculează f și dacă $f > 1$ se corectează temperatura θ_2 , astfel ca pentru aceeași entalpie i_2 , $f = 1$.

Se compară apoi β_{XV} cu β_{XV}^X și se modifică temperatura t_2 aleasă inițială pînă cînd $\beta_{XV} \approx \beta_{XV}^X$.

Dacă $\beta_{XV} < \beta_{XV}^X$ temperatura t_2 se va mări, iar dacă $\beta_{XV} > \beta_{XV}^X$, t_2 se va micșora.

3.3.4 "Metoda Berman cu reziduu" (MBR)

Prin această metodă, am căutat să aplic metoda lui Berman pe elemente de volum, deci metoda va fi iterativă, făcînd posibilă determinarea parametrilor celor doi agenți nu numai la intrarea și ieșirea din sistemul de răcire, dar și în interiorul acestuia.

Se inițializează în primă aproximație temperatura t_2 , determinîndu-se i_2' .

Se presupune cunoscut Δt în elementul de volum și se calculează:

$$\bar{t}_1 = \bar{t}_2 + \Delta \bar{t}$$

Se calculează \bar{t}_2 , \bar{t}_1 și \bar{t}_m

Dacă $\bar{t}_2 > \bar{t}_1$, temperatura t_2 aleasă inițial se va mări.

Se calculează: β_{xv}^- și β_{xv}^+ utilizând formulele de la 3.3.3, în acest caz mărimile referindu-se la elementul de volum considerat.

La sfârșitul intervalului, dacă β_{xv}^- diferă de β_{xv}^+ , se modifică valoarea Δt admisă inițial, pînă cînd $\beta_{xv}^- \approx \beta_{xv}^+$.

Pentru diminuarea numărului de cicluri, pentru intervalul următor, în primă aproximație se va lua $\Delta t = \Delta t(i-1)$

După aceea se calculează θ_2 (3.22)

Știind \bar{t}_2 și θ_2 se determină $\rho = \rho_2$.

Dacă $\rho > 1$, se corectează

Se însumează apoi intervalele de răcire rezultate în fiecare element de volum

$$\Delta t^k = \Delta t^k + \bar{\Delta t}$$

La sfârșitul celor n iterații, dacă $\Delta t^k \neq \Delta t$, se modifică temperatura t_2 (fig. 3.3.1), pînă cînd $\Delta t^k = \Delta t$.

3.4. Calculul aerodinamic

Indiferent de metoda de calcul termic adoptată, calculul aerodinamic este același (fig. 3.1.b)

Caracteristica aerodinamică a turnului ζ , pentru o densitate a ploii q , se consideră că variază funcție de viteză, curba de variație putînd să fie dată prin puncte, sau prin relații de forma:

$$\zeta = K_0 + K_1 v$$

$$\zeta = K_0 \cdot v^{k1}$$

În cazul general, considerînd și variația funcție de q , caracteristica aerodinamică va fi

$$\zeta = K_0 q^{k1} v^{k2}$$

La sfârșitul calculului termic se calculează:

- densitatea ρ_2

- $\Delta p = \rho_1 - \rho_2$

- $\rho_m = (\rho_1 + \rho_2)/2$

- viteza medie pătratică $V_{mp} = (v_1^2 + v_2^2)/2$

- viteza medie etc.

Se calculează pierderea de presiune a aerului ce trece prin turn

$$\Delta p = \zeta \rho_m v_{mp}^2 / 2 \quad / \text{N/m}^2 / \quad (3.23)$$

Dacă tirajul este forțat, calculul este terminat și se tipăresc rezultatele.

În situația tirajului natural, se calculează tirajul cu relația:

$$\Delta p_A = 3 \cdot d_T \Delta \rho \quad / \text{N/m}^2 / \quad (3.24)$$

Dacă Δp diferă de Δp_A , viteza v aleasă inițial se modifică, utilizând metoda aproximațiilor succesive cu pas variabil.

Când $\Delta p > \Delta p_A$, viteza se va micșora, iar în caz contrar, se va mări.

Atunci când pe lângă condiția de echilibru termic ($\Delta t = \Delta t^*$) sau $\beta_{xv} = \beta_{xv}^*$, se realizează și echilibrul aerodinamic ($\Delta p = \Delta p_A$), calculul este încheiat și pentru tirajul cu tiraj natural, putându-se tipări rezultatele.

3.5 Comparație între metodele de calcul termic

Cu excepția metodei Berman, care este globală, celelalte trei metode au caracter iterativ, putând oferi cunoașterea parametrilor aerului nu numai la intrare și ieșire, dar și în diferite zone ale sistemului de răcire.

Metodele cu "diferențe finite" sau "diferențe finite cu reziduu" au avantajul că:

- țin seama de căldura sensibilă a vaporilor de apă preluați prin schimbul de substanță
- pot introduce diverse valori pentru Le
- corectează temperatura aerului în zone de supra-saturație
- corectează densitatea ploii, care variază pe înălțimea sistemului de răcire, datorită evaporării.

Metoda cu diferențe finite aplică diferențele $(x' - x)$ și $(t' - 0)$ din secțiunea de intrare, pentru tot elementul de volum, din care cauză, atunci când diferențele de entalpie $(i' - i)$ în lungul sistemului de răcire, variază mult, se introduc erori cu atât mai mari, cu cât $(i_1' - i_2) \neq (i_2' - i_1)$ (Fig.3.3)

Acest inconvenient este înlăturat prin utilizarea "metodei diferențe finite cu reziduu", care lucrează cu valorile medii din elementul de volum considerat $(x_m' - x_m)$ și $(t_m' - 0_m)$, care se traduc prin diferențe între entalpiile medii ale celor doi agenți $(i_m' - i_m)$

Possibilitatea de a lucra cu valorile medii se realizează:

- presupunând cunoscut intervalul de răcire în elementul de volum (Δt)

- modificând ecuațiile schimbului de masă și căldură, obținând ecuațiile" (3.17)-(3.18) și (3.10)

- prin aproximații succesive se determină $\bar{\Delta t}$, impunând condiția ca: Δt presupus $\approx \bar{\Delta t}$ realizat ($\Delta t \approx \bar{\Delta t}^2$)

"Metoda Berman" este o metodă globală care introduce simplificările:

- a) neglijează aportul de căldură sensibilă a vaporilor
- b) $Le = 1$

Metoda poate corecta temperatura aerului fiind se așteaptă supra-saturată, dar aceasta se face numai pentru zona de ieșire, caracterul metodei nefiind iterativ.

Diferența medie Δi_m este aplicată întregului volum, considerându-se o diferență medie logaritmică corectată (fig.3.21) Datorită simplificărilor a, b și expresiei (3.21) pentru Δi_m , metoda este rapidă, dar puțin exactă și nu oferă cunoașterea stării aerului și apei în interiorul volumului sistemului de răcire.

Prin utilizarea "metodei Berman cu reziduu", Δi_m este dat numai pentru elementul de volum considerat, deci Δi_m va fi mult mai bine aproximat.

Fiind o metodă iterativă, ea oferă și:

- a) posibilitatea de a cunoaște evoluția agenților în interiorul sistemului de răcire
- b) corecția densității ploii, q , care se modifică datorită evaporării.

Pentru determinarea valorii $\bar{\Delta i}_m$, metoda acționează astfel:

- presupune cunoscut intervalul de răcire în elementul de volum, $\bar{\Delta t}$
- ecuațiile de schimb de masă și căldură sînt raportate la mărimile din intervalul de volum considerat
- prin aproximații succesive se determină t_2 , astfel încît β_{xv} reală β_{xv} necesar ($\beta_{xv} = \beta_{xv}^*$).

În tab.3.1 sînt date temperaturile apei răcite t_2 , la un turn cu tiraj natural în contracurent, utilizînd cele patru metode sus-menționate (LDFR, MBP, MDF și MB).

Analizînd fig.3.5 se remarcă faptul că "Metoda diferențelor finite" introduce cele mai mari erori, ea convergînd mai lent spre valoarea reală cu cît diferențele de entalpie ($i' - i$) între intrare și ieșire sînt mai mari (fig.3.7). Cea mai bună metodă, cu un grad de convergență ridicat chiar la număr de intervale redus, este "Metoda diferențelor finite cu reziduu".

"Metoda Berman cu reziduu" oferă valori apropiate de cele ale metodei MDFR.

În cazul metodelor MDF și MDFR s-a luat criteriul Leal.

Tab. 3.1. Variația temperaturilor apei răcite (t_2), funcție de metodă și de numărul treptelor (n_i), pentru diferite valori q și θ_1 , la un turn având $H_T = 100\text{ m}$ $h = 1\text{ m}$ $\beta = 50$ $A = 10\text{ kg/m}^4$

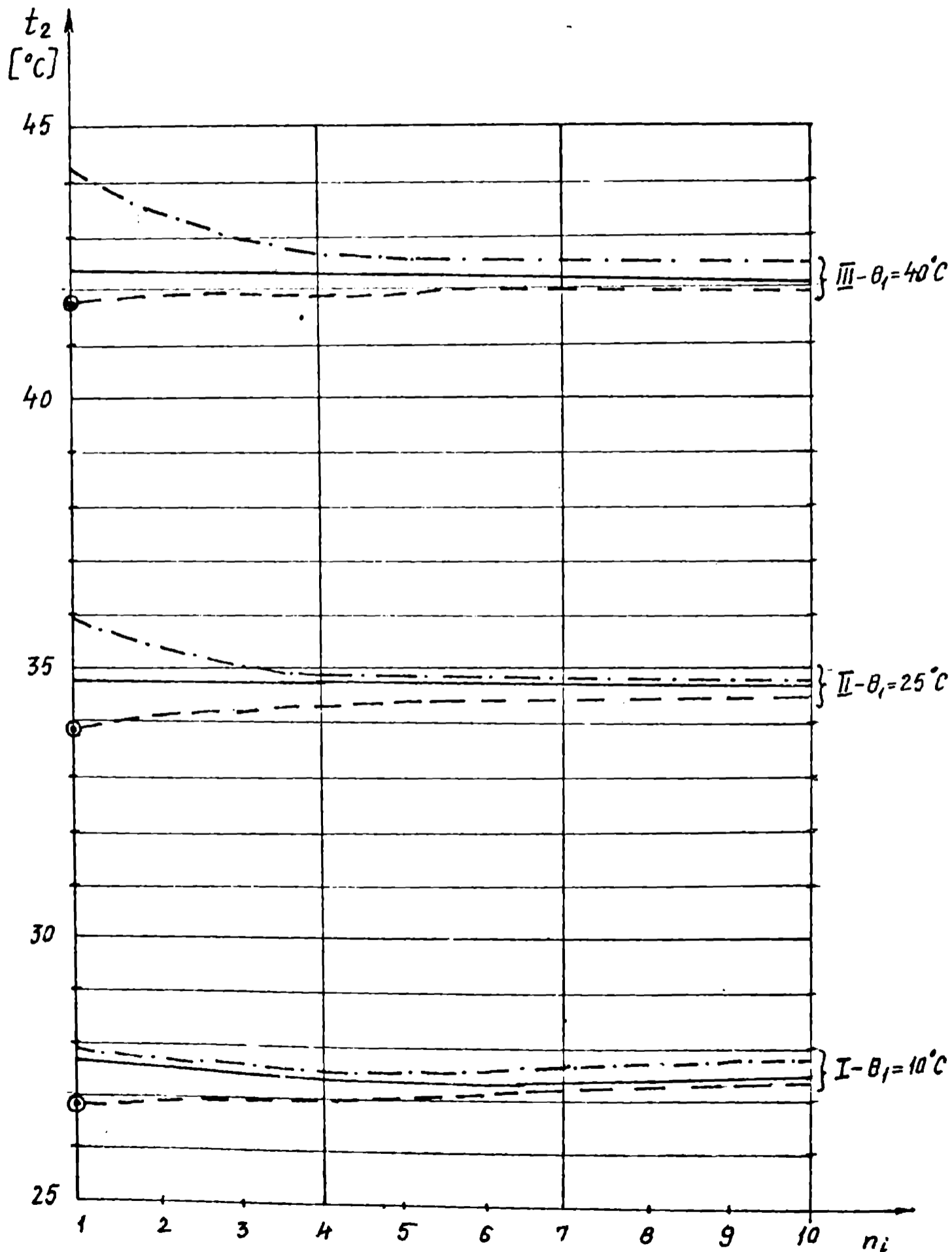
t_2 [$^{\circ}\text{C}$]

q $\frac{\text{m}^3}{\text{m}^2 \cdot \text{h}}$	Δt $^{\circ}\text{C}$	f %	θ_1 $^{\circ}\text{C}$	M. D. F. R.			M. B. R.			M. D. F.			M. B.		Cazul		
				nr. trepte n_i			nr. trepte n_i			nr. trepte n_i			n_i	1			
				1	4	7	10	1	4	7	10	1				4	7
6	10	60	10	27.68	27.18	27.18	27.43	26.93	26.93	27.18	27.43	27.68	27.18	27.68	27.80	26.93	I
6	10	60	25	34.65	34.65	34.65	34.65	34.28	34.28	34.03	34.28	35.9	34.65	34.65	34.65	33.9	II
6	10	60	40	42.35	42.23	42.22	42.22	41.85	41.91	41.85	41.91	44.1	42.6	42.41	42.47	41.85	III

Fig. 3.5. Comparatie între metode

MDFR MBR MDF MB

———— - - - - - . . . - ⊙



In concluzie, cea mai indicată metodă de calcul este MDR, deoarece pentru obținerea aceluiași grad de precizie (utilizând un număr de trepte de iterație astfel că:

$n_1(\text{MDR}) < n_1(\text{MBR}) < n_1(\text{MDF})$, timpul de rulare va fi totuși de 2 - 3 ori mai scurt în cazul aplicării metodei MDR, iar memoria mult mai redusă, datorită numărului scăzut de trepte (n). În plus metoda MDR oferă și posibilitatea de a introduce diverse valori pentru Le și ia în considerare căldura sensibilă a vaporilor de apă.

La toate metodele se corectează temperatura aerului în zona de suprasaturație, iar la cele iterative, se poate ține seama de variația pe înălțime a densității ploii cu urmare a evaporării.

Metoda Berman se indică doar în cazurile când sînt necesare evaluări mai grosiere.

Se observă din fig.3.5, că MB determină valori mai reduse ale temperaturii apei răcite, deci nu este acoperitoare. Deci, dacă ne interesează numai comportarea globală a unui turn de răcire, se poate adopta MB, dar dacă ne interesează să cunoaștem și evoluția agenților în interiorul sistemului de răcire, este de preferat să se utilizeze MDR (eventual MBR).

În fig.3.6 sînt date valorile entalpiilor i și i' , în lungul sistemului de răcire, utilizînd metoda MDR, iar în fig.3.7 se observă variația acestor mărimi pe înălțimea sistemului de răcire.

Fig. 3.6. Variația pe înălțime a entalpiilor aerului (i) și a aerului saturat din stratul limită al apei (i') la un turn avind $H_T = 100m$ $h = 1m$. $\eta = 50$
 $A = 10 \text{ Kg/m}^2$, la diferite valori φ și θ_1
 $i, i' \text{ [Kcal/Kg]}$

Cazul I ($\theta_1 = 10^\circ\text{C}$)

Cazul III ($\theta_1 = 40^\circ\text{C}$)

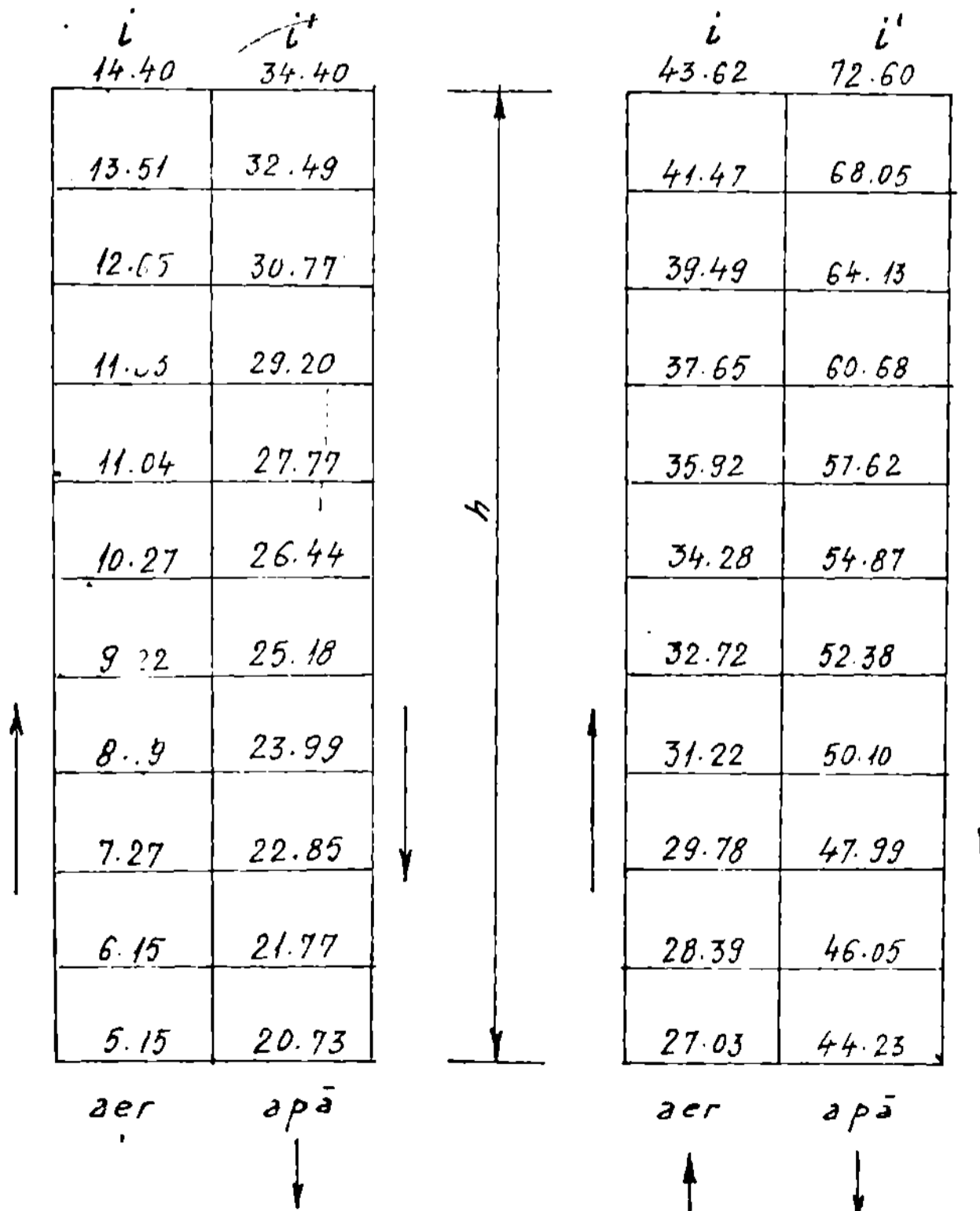
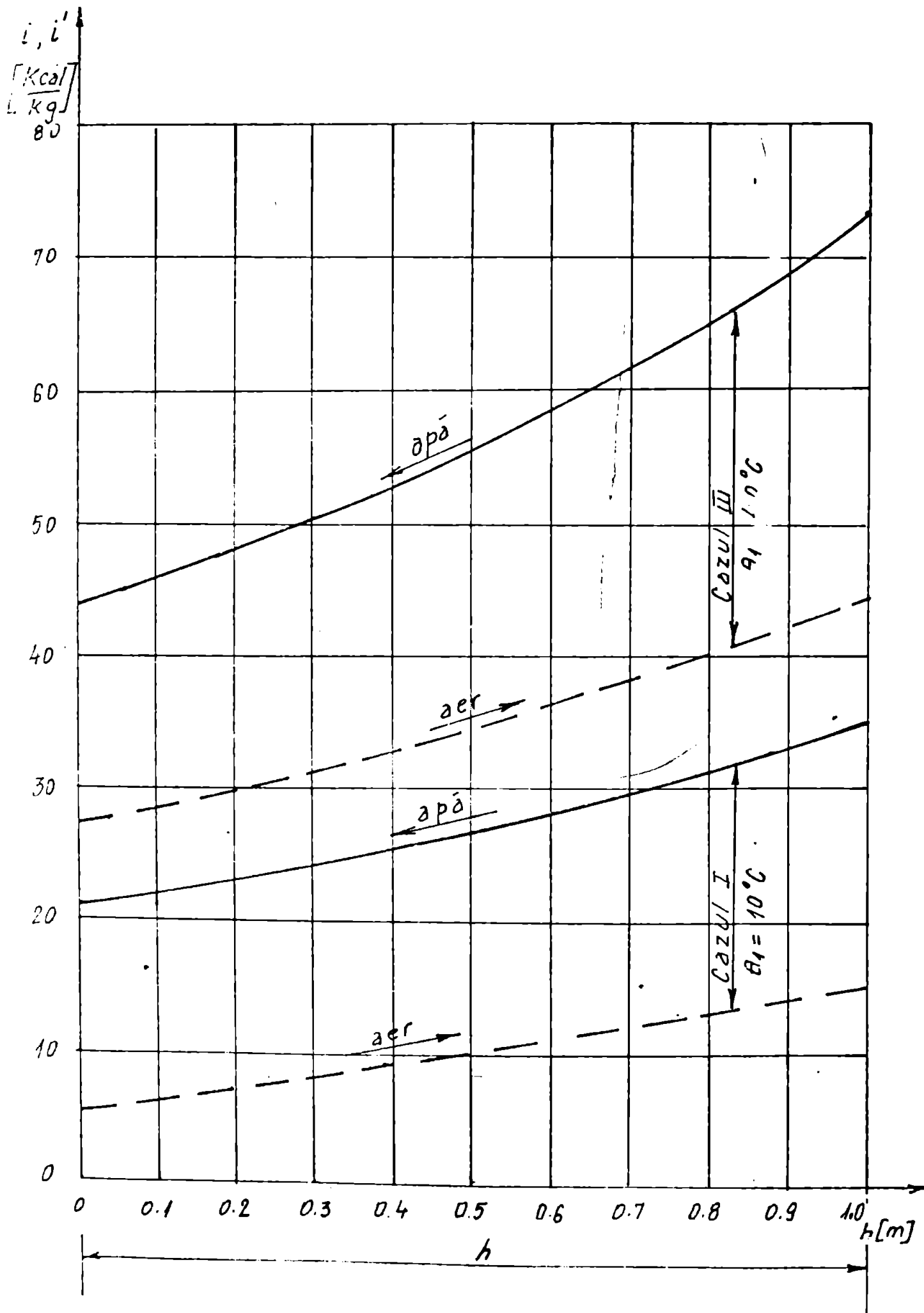


Fig 3.7. Variatia pe înălțime a entalpiilor i și i' pentru cazul I ($\theta_1 = 10^\circ\text{C}$) și cazul III ($\theta_1 = 40^\circ\text{C}$)



**Cap.4. PROGRAM DE CALCUL TRM 1
PENTRU CALCULUL TERMIC SI AERODINAMIC AL
TURBINEI DE RĂCIRE IN CURENT TRANSVERSAL**

Programul TRM este elaborat în scopul studiului turbinilor de răcire în curent transversal, servind proiectării turbinilor și obținerii diagramei de răcire (cap.4), cit și în scopul prelucrării datelor experimentale (cap.5).

Listiugul programului este prezentat în anexa.

Programul prezentat în listiug este de mare complexitate, iar cuprinderea integrată a lui, ar depăși cadrul lucrării de față. Din această cauză, vor fi prezentate numai schema logică de principiu (fig.4.1) și schema logică (fig.4.2) pentru situația când introducerea diversilor parametri se efectuează cu ajutorul DO-urilor, iar pentru tirajul forțat viteza aerului este dată direct în program, cunoscută curba caracteristică a ventilatorului și coeficientul de rezistență aerodinamică al turbinei.

**4.1 Prezentarea generală a programului TRM 1 și
relații de calcul utilizate**

Programul de calcul pentru turbinele în curent transversal este mai dificil decât în cazul contracurentului.

Dece la turbinele în contracurent, parametrii apei și aerului variază numai în lungul sistemului de răcire, pe înălțimea acestuia, la turbinele în curent transversal modificarea parametrilor se va produce atât pe înălțimea sistemului de răcire, cit și în lungul rezei /10/, /25/, /48/, /65/ / /68/.

Programul TRM 1 este alcătuit din două zone: de calcul (fig.4.1.0)

- calculul termic
- calculul aerodinamic

Pentru turbinele cu tiraj forțat există o singură etapă de calcul (calculul termic), pe cind la cele cu tiraj natural, este necesară parcurgerea și a zonei de calcul aerodinamic.

4.1.1 Tirajul forțat

Pentru tirajul forțat, viteza este cunoscută.

În program se introduc date generale, caracteristici geometrice, termice, aerodinamice care privesc atât turbină (coaja), cit și sistemul de răcire.

Se introduc diverse temperaturi ale apei pe curba de saturație și se citesc valori privind mărimile $q, \Delta t, \theta_1, f_1$ (sau τ).

Pentru viteza v cunoscută, se stabilește entalpia medie a apei răcite i_m și cunoscând această valoare, cit și diverse grupuri de valori (t, i) pe curba de saturație, se determină prin polinoaze de interpolare Lagrange temperatura $t_2 = f(i_m)$.

Rezultă temperatura apei la intrare:

$$t_1 = t_2 + \Delta t / 2$$

Această temperatură este introdusă ca valoare în prima aproximație pentru temperatura apei calde. Dacă sînt îndeplinite condițiile de echilibru termic ($\beta_{xv} \approx \beta_{xv}^*$ sau $\Delta t \approx \Delta t^*$), t_1 va reprezenta valoarea temperaturii apei la intrarea în tură, astfel încît pentru viteză v , densitate a apei ρ și parametri aerului (θ_1, f_1), turnul să poată răci apa în intervalul Δt dat.

În cazul în care nu sînt îndeplinite condițiile de echilibru termic, temperatura t_1 , aleasă în primă aproximație, se va modifica, pînă cînd ($\beta_{xv} \approx \beta_{xv}^*$ sau $\Delta t \approx \Delta t^*$). După aceasta calculul termic este terminat și se afișează rezultatele.

4.1.2 Tirajul natural

În acest caz, viteza nefiind cunoscută, ea depinzînd de tirajul turnului, va trebui să fie dată în primă aproximație, alegîndu-se o valoare v . Cu această viteză ipotetică, calculul se desfășoară în același mod ca pentru tirajul forțat, veriindu-se temperatură t_1 , prin aproximații succesive cu pas variabil, pînă cînd echilibrul termic este atins.

După aceasta se calculează pierderea de presiune Δp și tirajul realizat Δp_A .

În ipoteza că diferența dintre cele două valori este mai mare decît eroarea atinsă, prin aproximații succesive cu pas variabil se modifică viteza admisă inițial, pînă cînd ($\Delta p \approx \Delta p_A$).

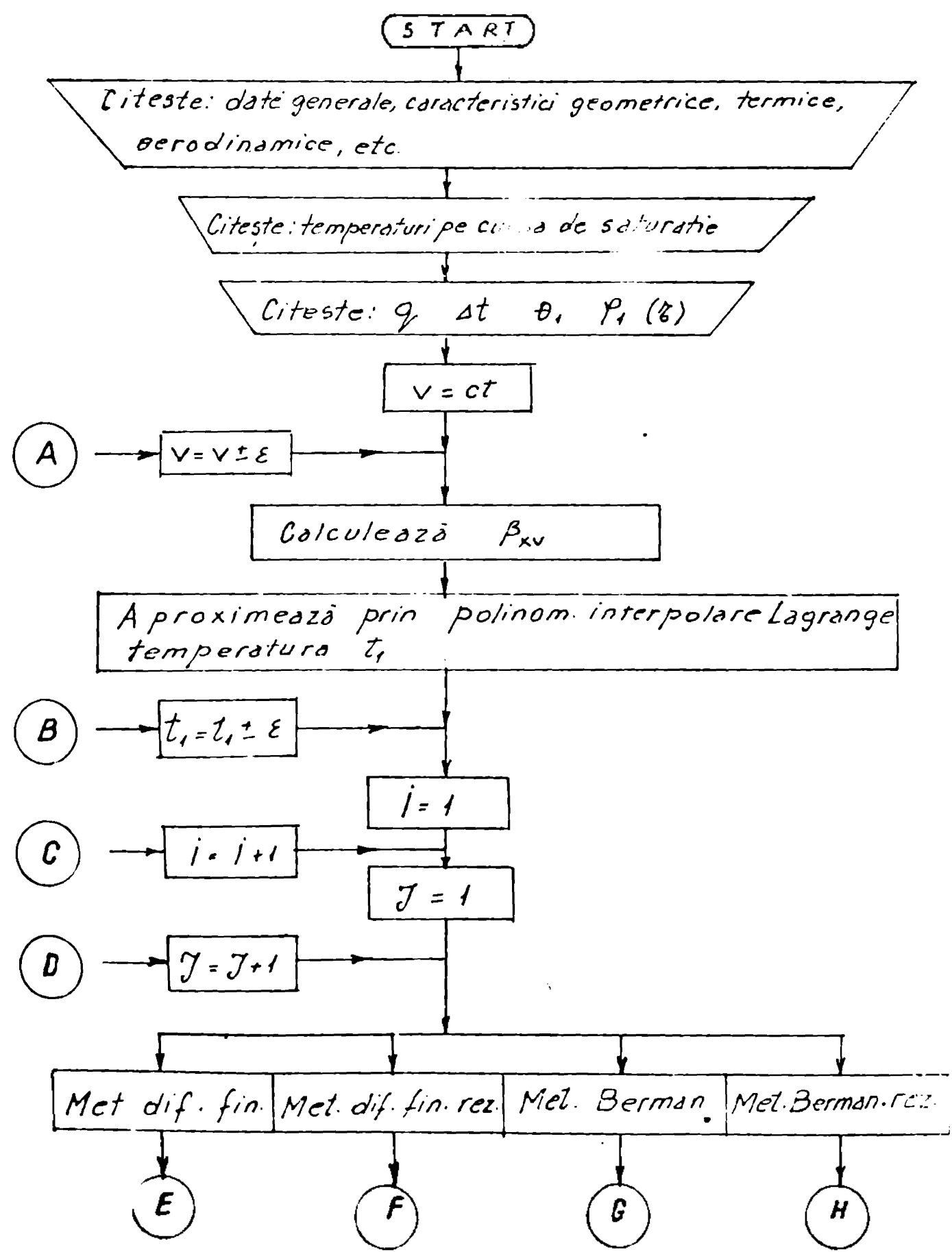
Prin această se fost realizate atât echilibrul termic, cit și cel aerodinamic, putîndu-se tipări rezultatele.

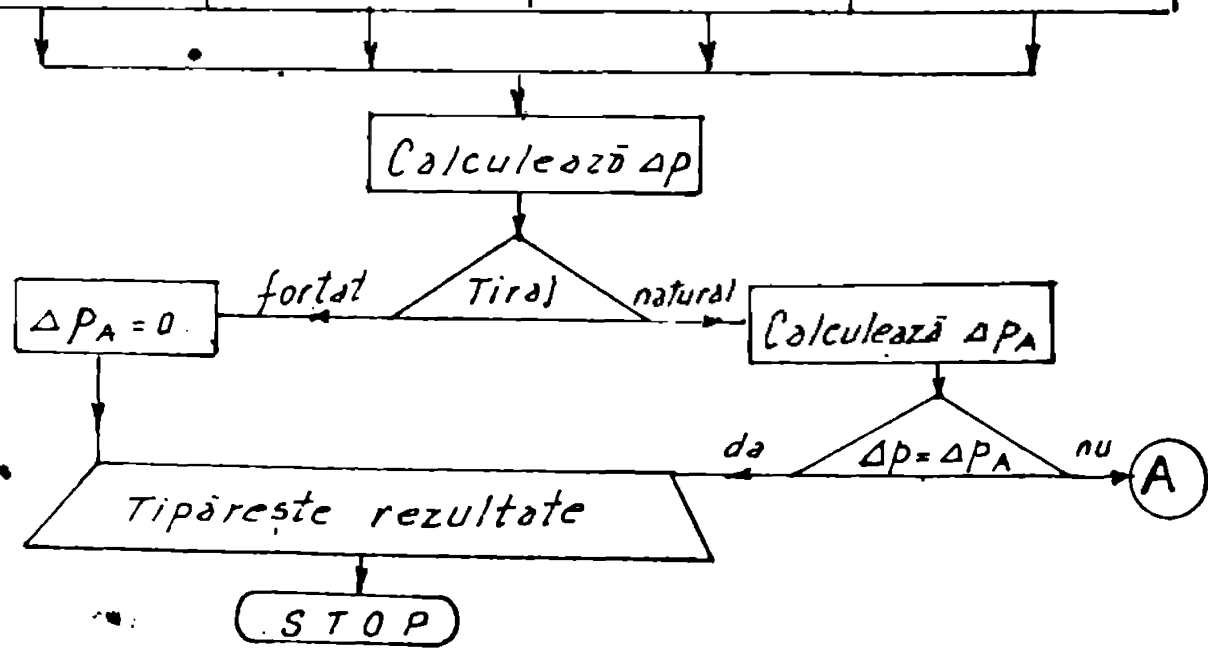
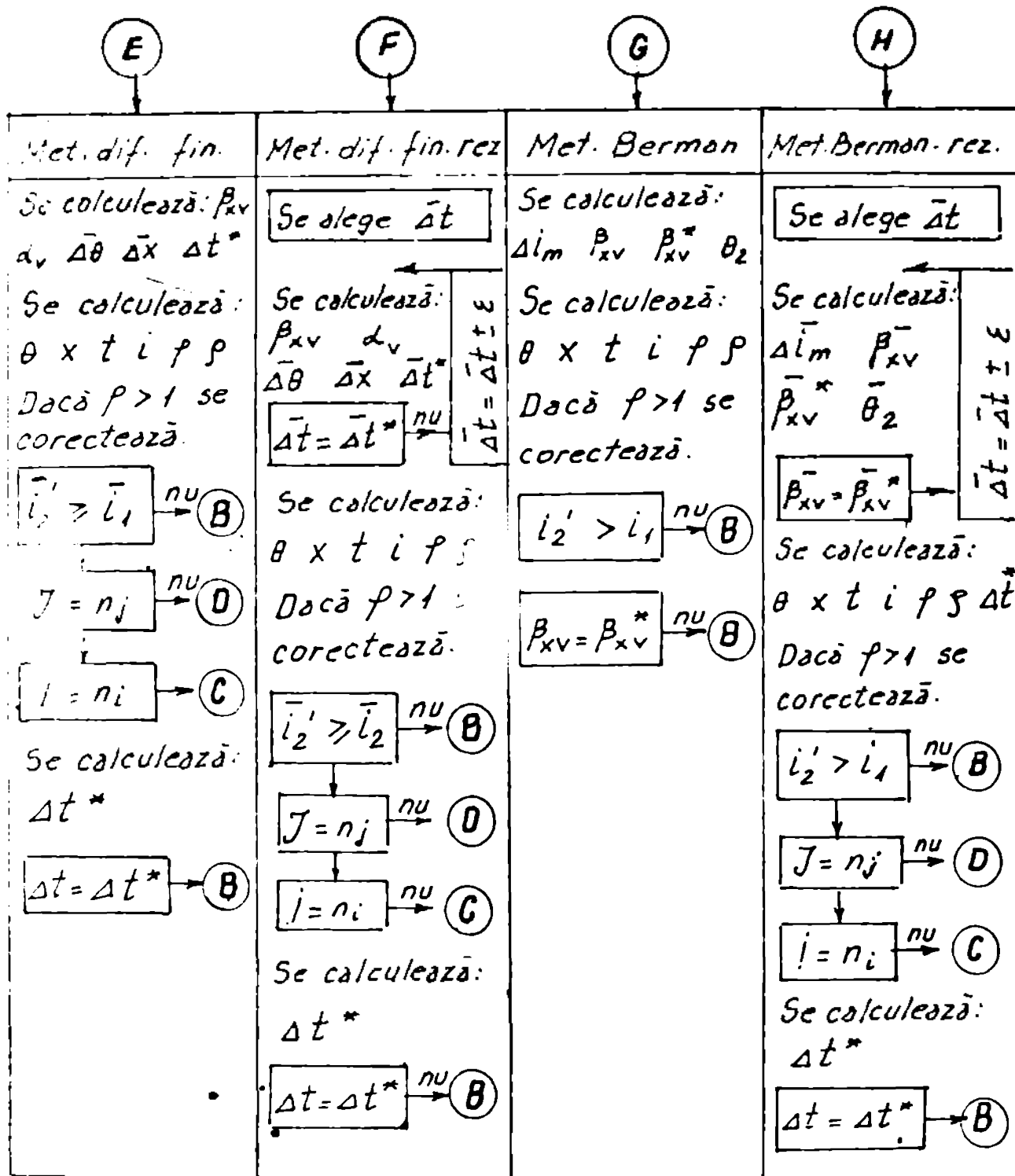
Temperatura t_1 și viteza v astfel calculate vor reprezenta valorile ce pot fi obținute de turnul respectiv, în condiții de încălzire hidraulică și termică date.

4.1.3 Relații de calcul pentru parametri aerului

Relațiile privind calculul diverșilor parametri ai aerului și aerului saturat din straturile limită, sînt aceleași ca cele date la paragraful 3.1.3.

Fig 4.1.a. SCHEMA LOGICA DE PRINCIPIU
TRAN1





NOTA: TRAN₁ reprezintă varianta
CALC=1 a programului sursă TRAN

4.2. Calculul termic

Calculul termic se desfășoară în scopul determinării temperaturii t_1 , a apei la intrarea în turnul de răcire, la viteza v dată sau presupusă, pentru diferite valori ale mărimilor q , Δt , θ_1 , $f_1(\beta)$ - (fig.4.1.b).

Se vor calcula parametrii aerului la intrare x_1, i_1, ρ_1, β sau f_1 .

Se calculează secțiunile A_0 de trecere a apei (ploii) și secțiunea inițială A_v de trecere a aerului

$$A_0 = \pi (R_e^2 - R_i^2)$$

$$A_v = 2 \pi R_e \cdot h$$

unde R_e și R_i reprezintă raza exterioară, respectiv interioară a sistemului de răcire.

Lățimea sistemului de răcire va fi l

$$l = R_e - R_i$$

În scopul asigurării unui timp de rulare cât mai scurt, temperatura t_1 este calculată în primă aproximație, utilizând relația:

$$i_m' = i_1 + \rho_1 \cdot q \cdot c_1 \Delta t \left(\frac{1}{h \beta_{xv}} \right) + \frac{A_0}{(7200 \rho \cdot v \cdot A_v)} \quad \text{Kcal/Kg} \quad (4.1)$$

unde β_{xv} este dat de expresia :

$$\beta_{xv} = A q^m (3600 v)^m \quad \text{Kg/m}^3 \quad (4.2)$$

v reprezintă viteza raportată la secțiunea medie de trecere a aerului ($2 \pi R_m \cdot h$), în m/s.

A - caracteristica termică a sistemului de răcire, în Kg/m^4

Determinând valoarea entalpiei i_m' și cunoscînd curba de saturație (care este dată prin grupul de valori (t, i')), utilizînd polinomul de interpolare Lagrange, se poate calcula temperatura t_m corespunzătoare entalpiei i_m' . Rezultă că în primă aproximație:

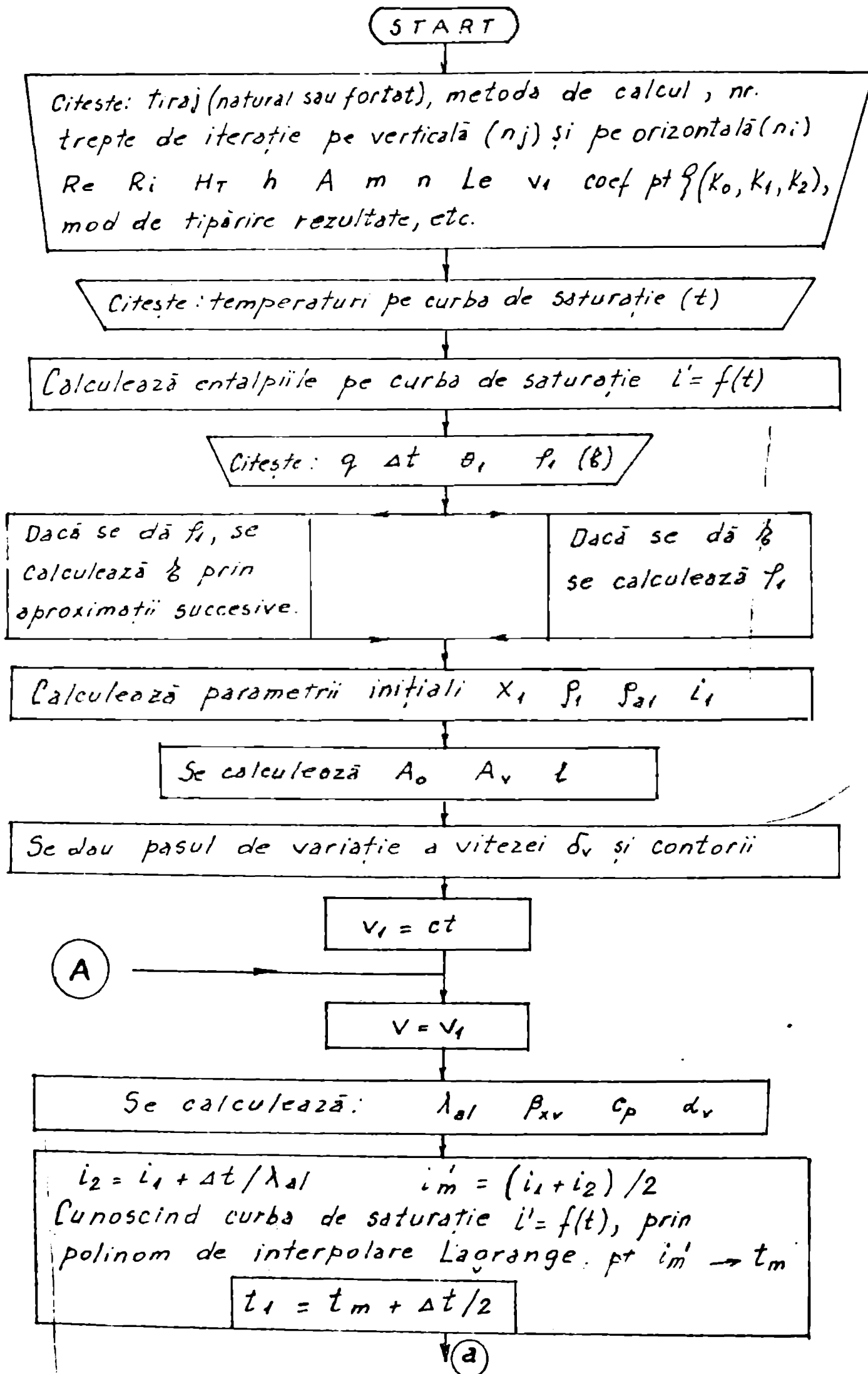
$$t_1 = t_m + \Delta t / 2$$

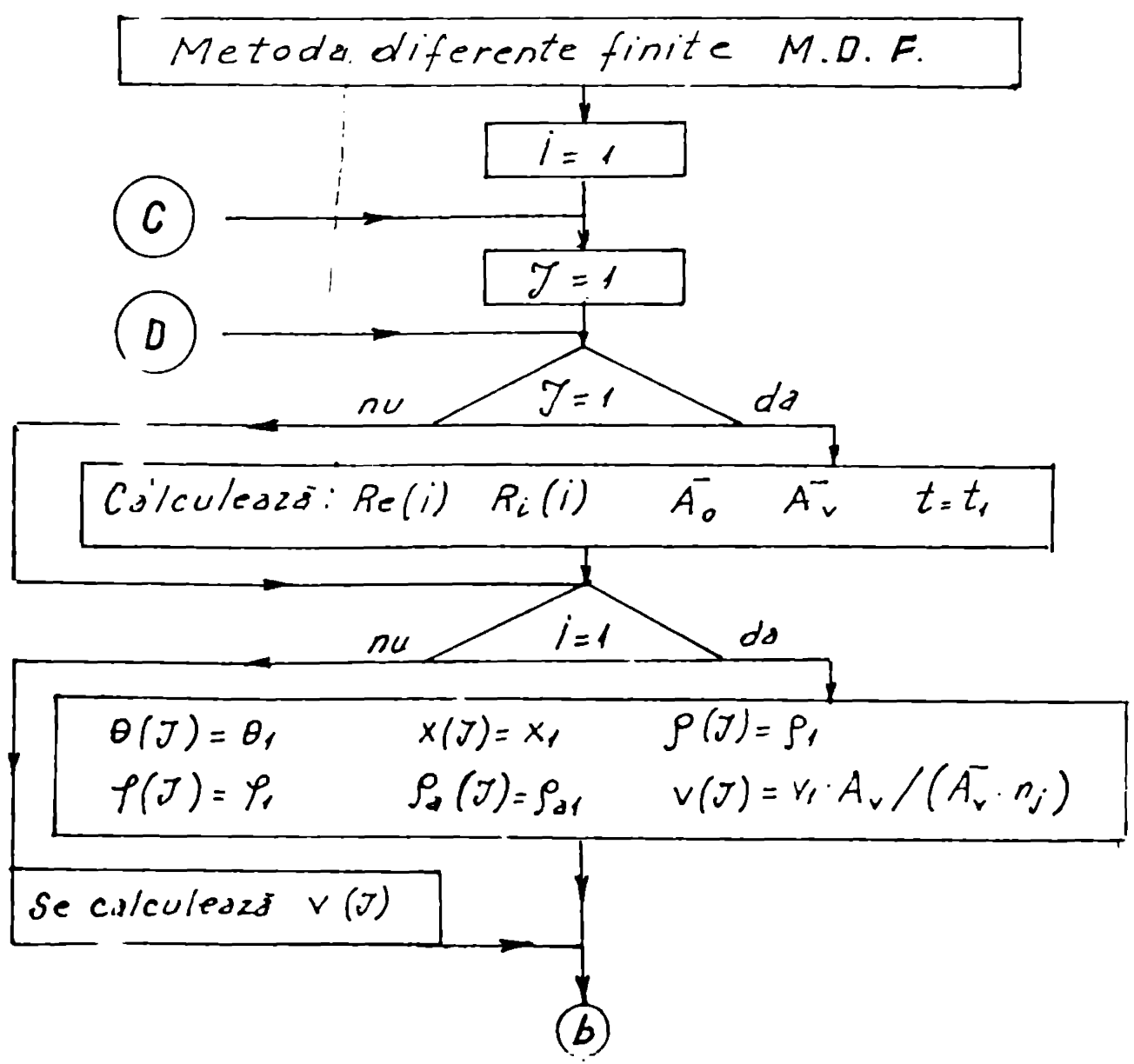
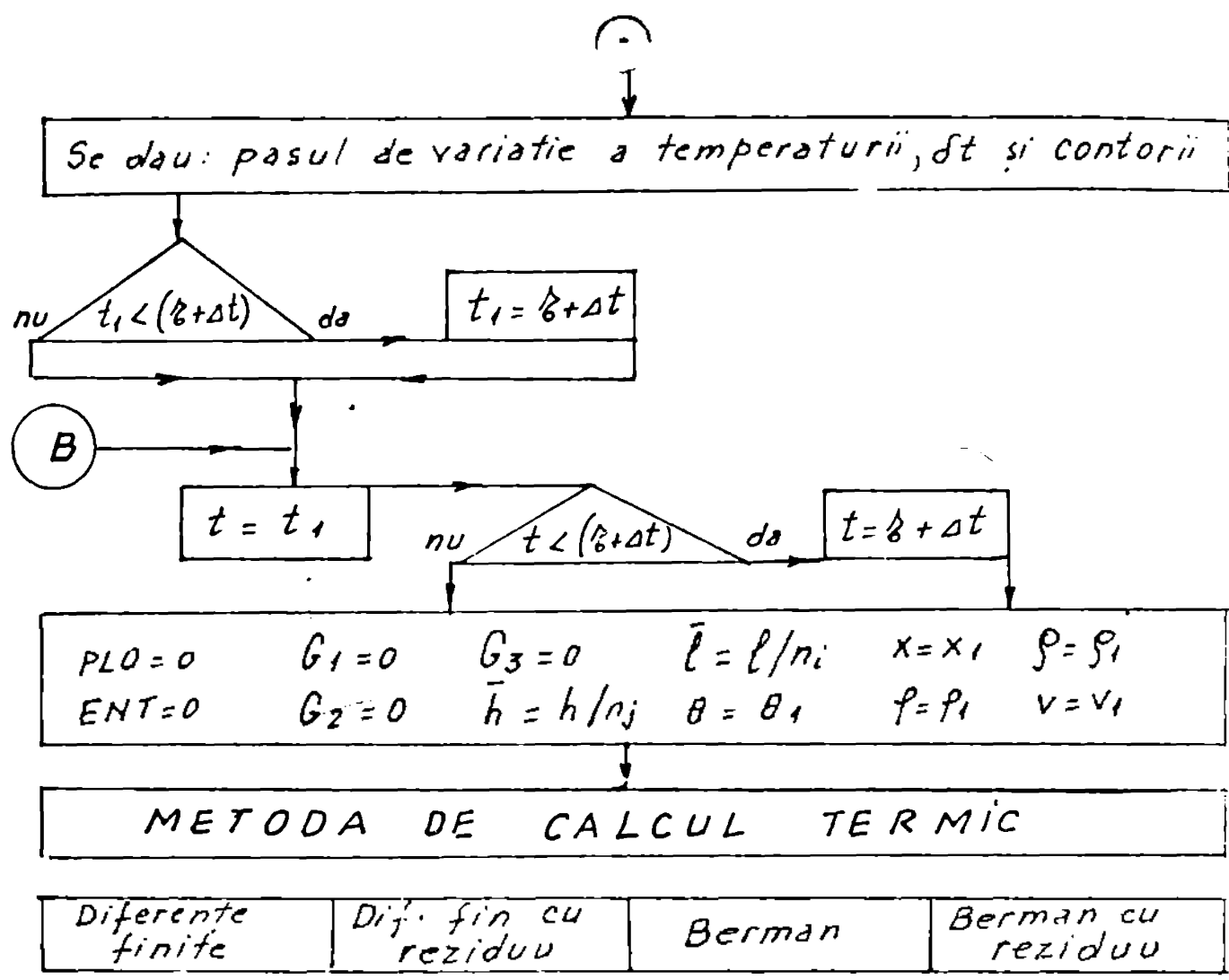
Această temperatură nu va putea fi mai mică decît $(t_2 + \Delta t)$, deoarece temperatura apei răcite t_2 nu poate să scadă sub limita teoretică de răcire.

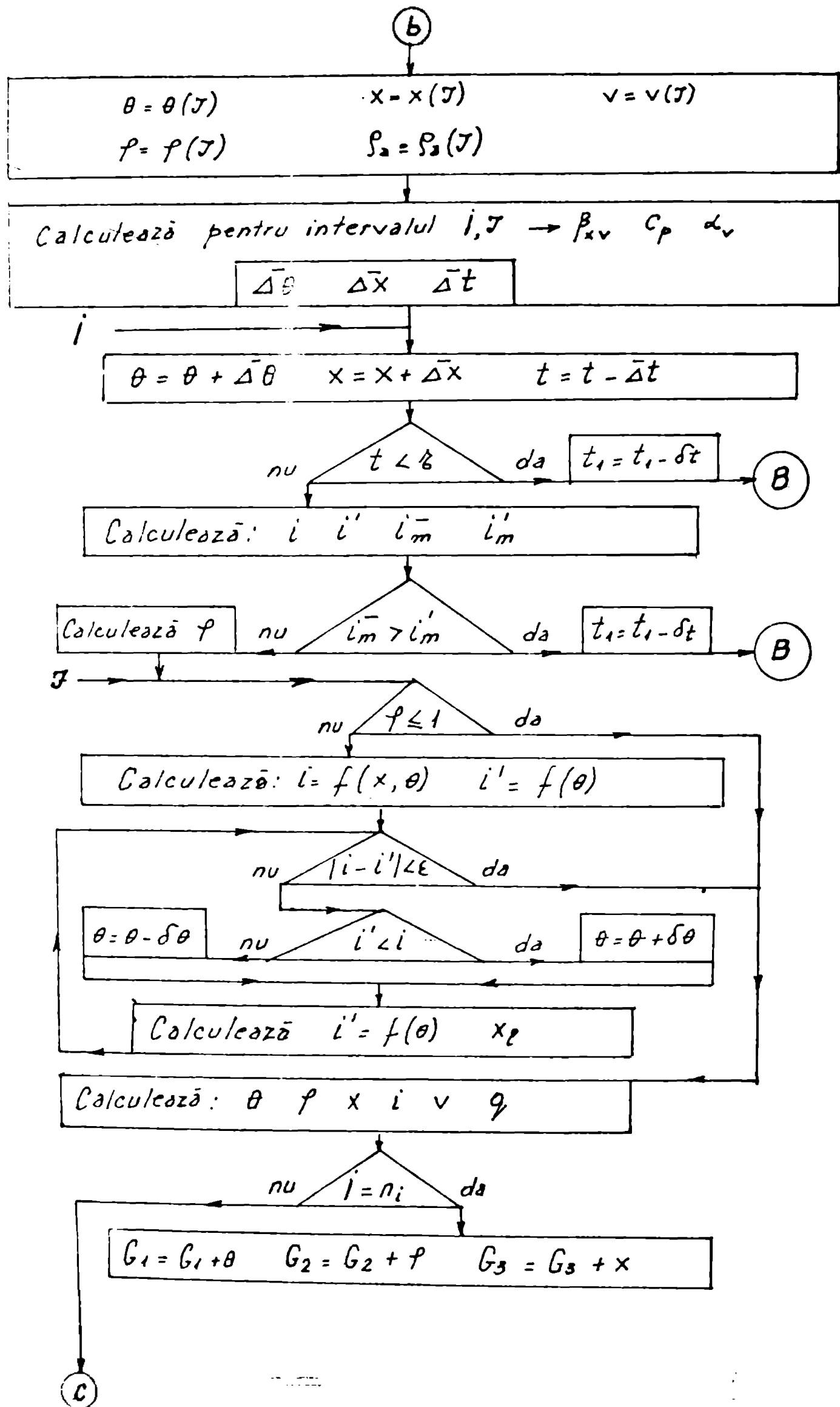
Se calculează după aceea $i_1' = f(t_1)$ și $x_1' = f(t_1)$

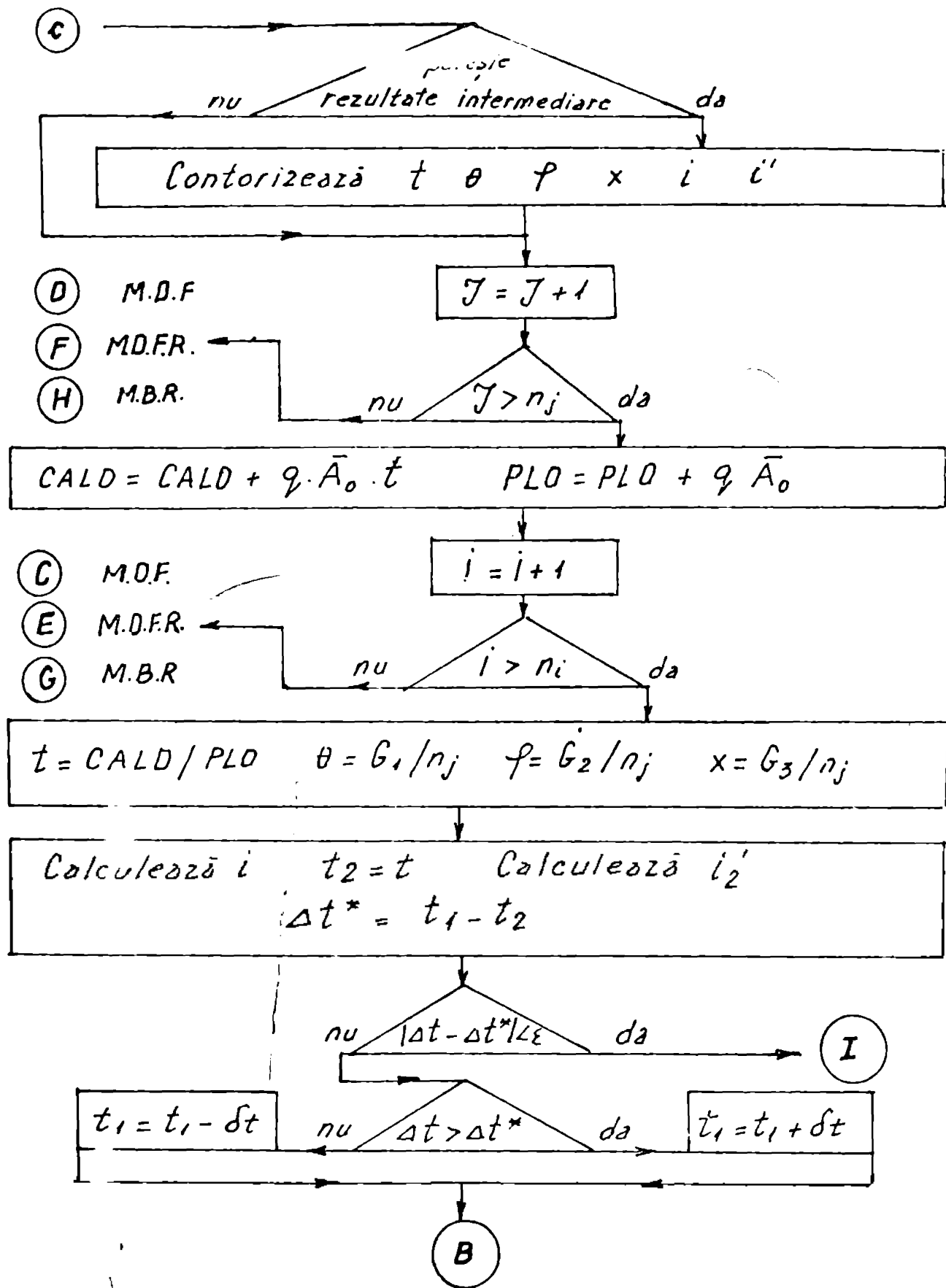
Calculul termic se desfășoară la alegere, după patru metode de calcul:

Fig. 4.1.b SCHEMA LOGICĂ A PROGRAMULUI
TRAN1

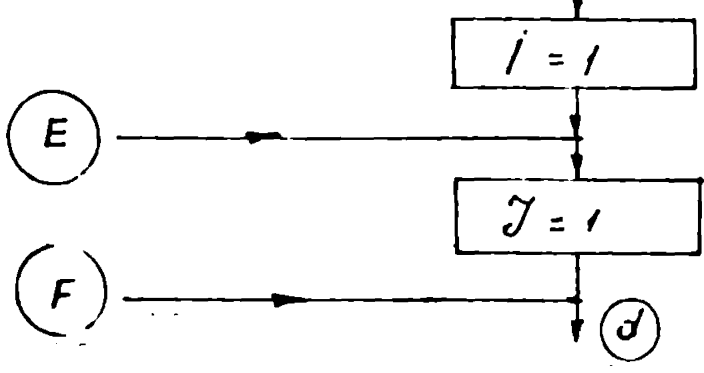


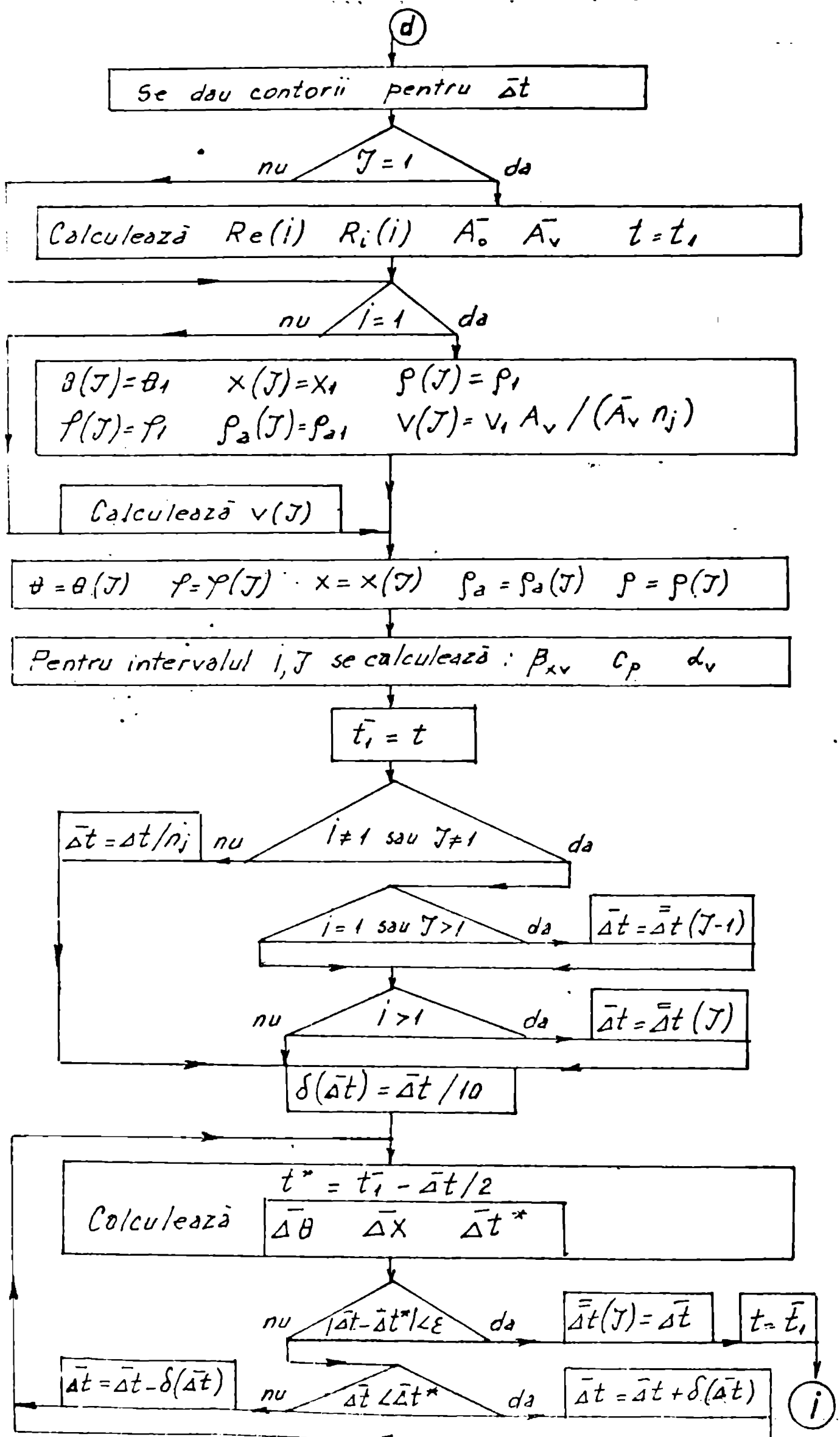


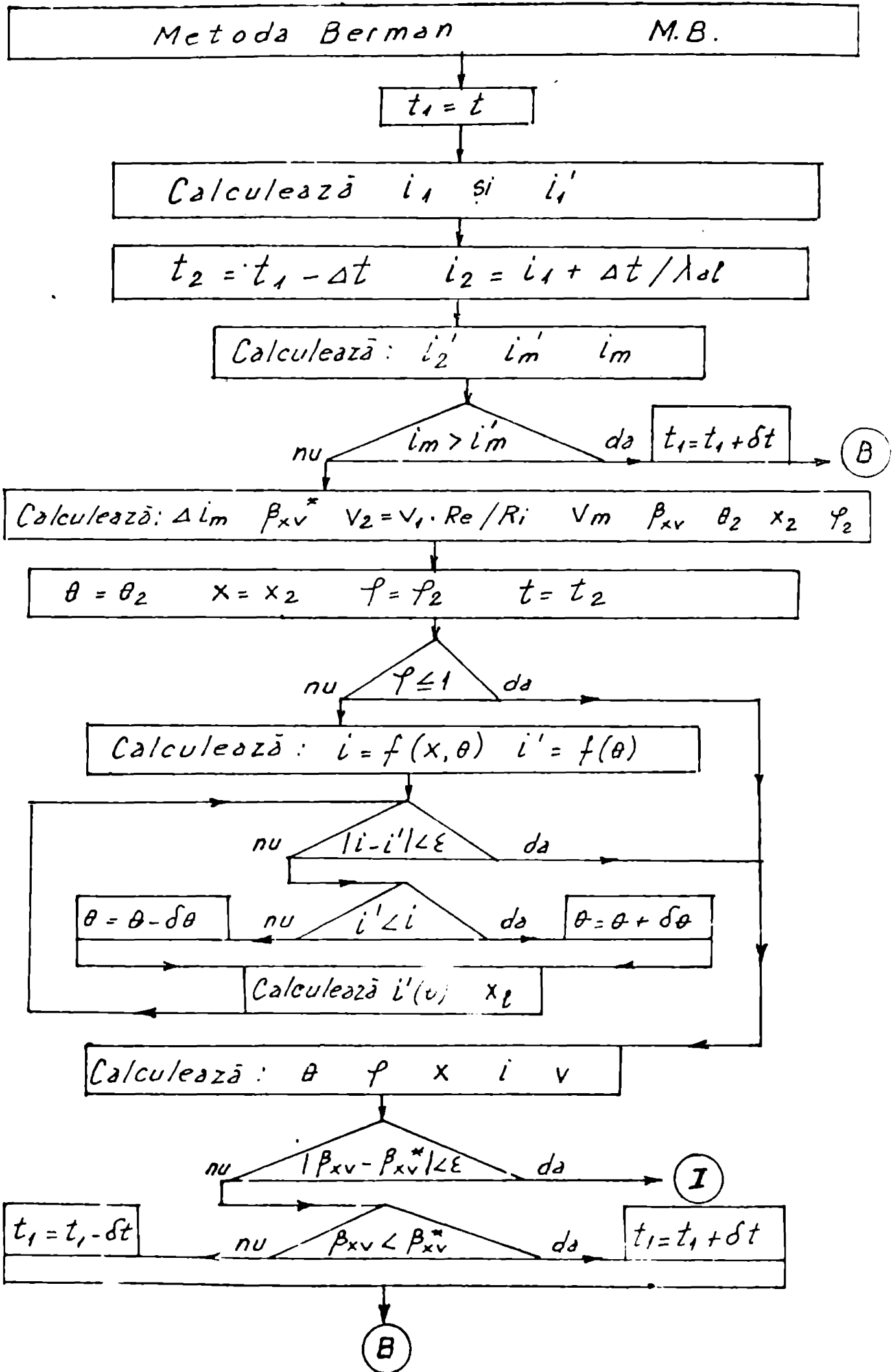


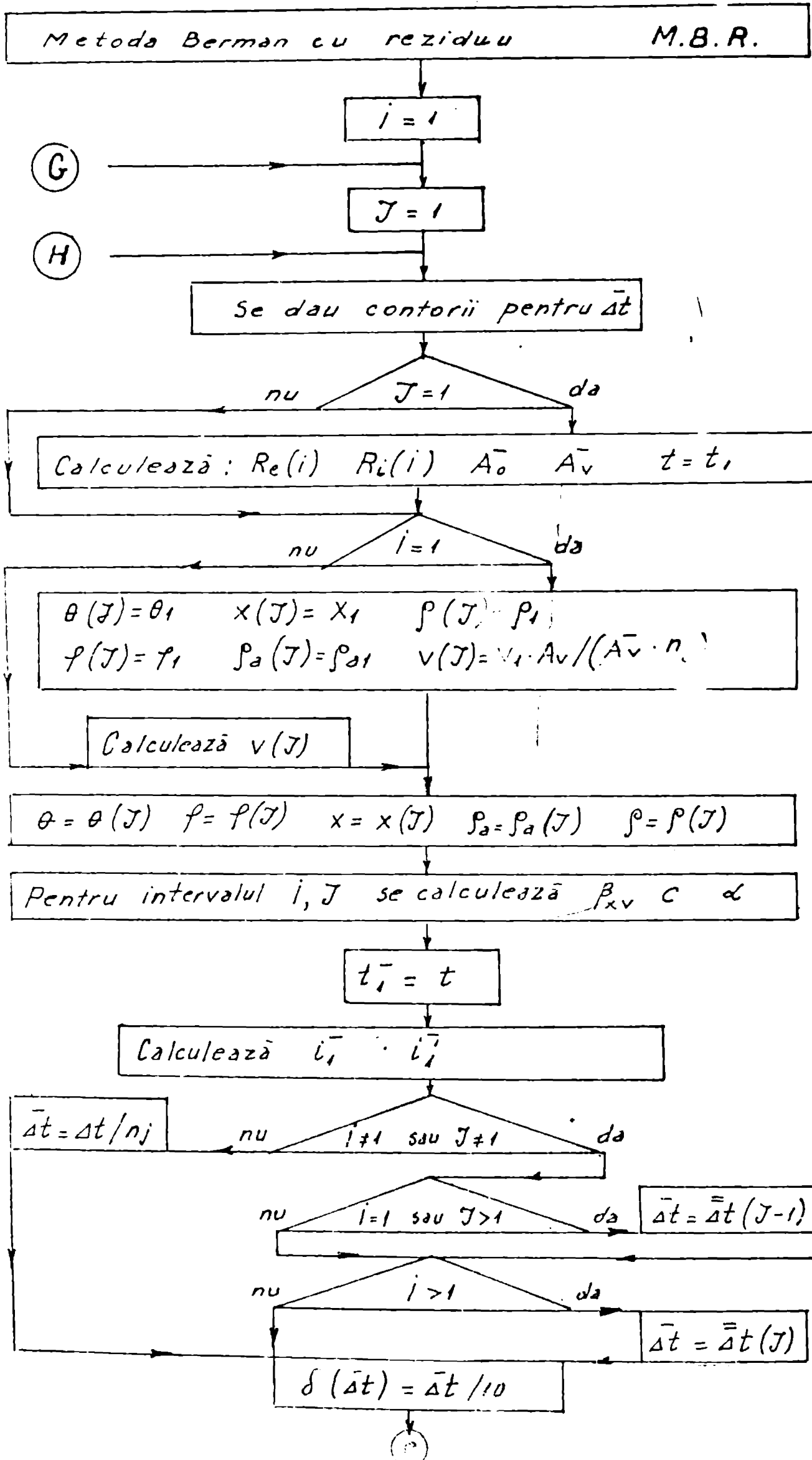


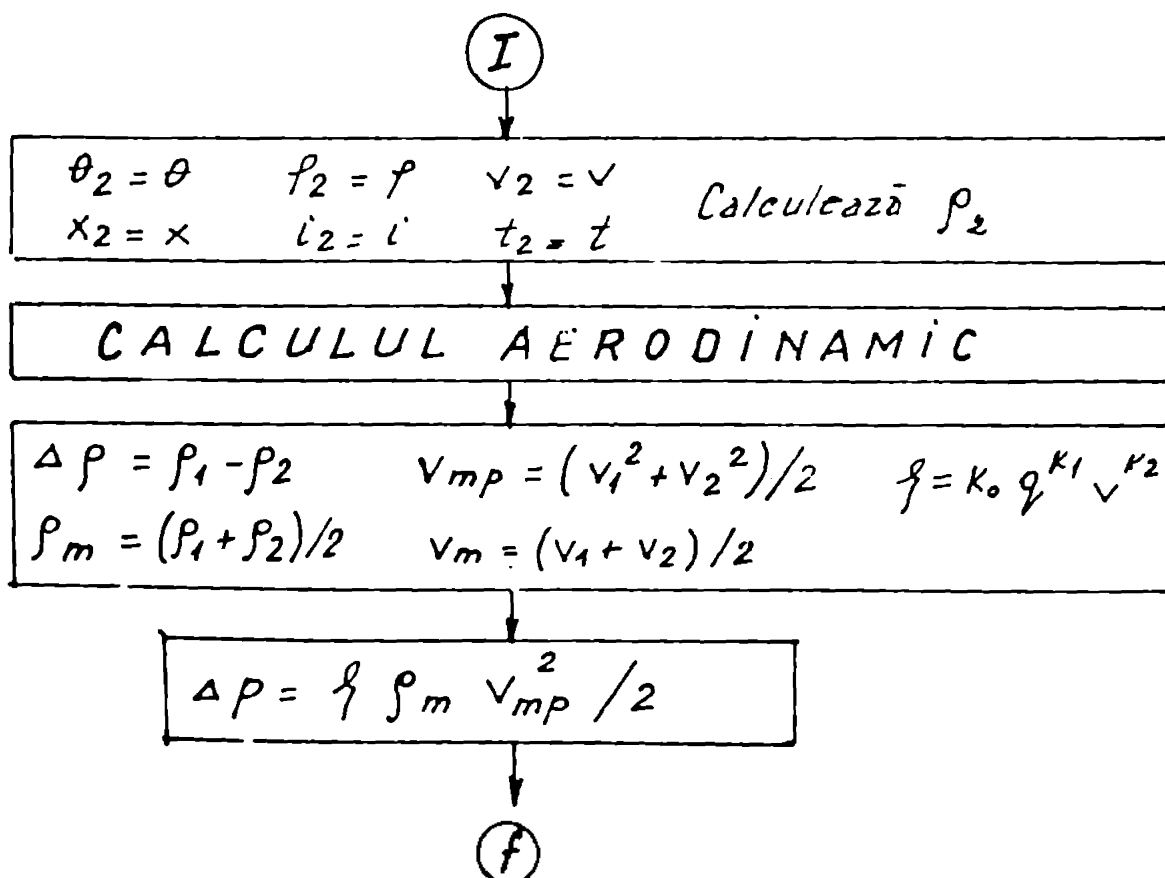
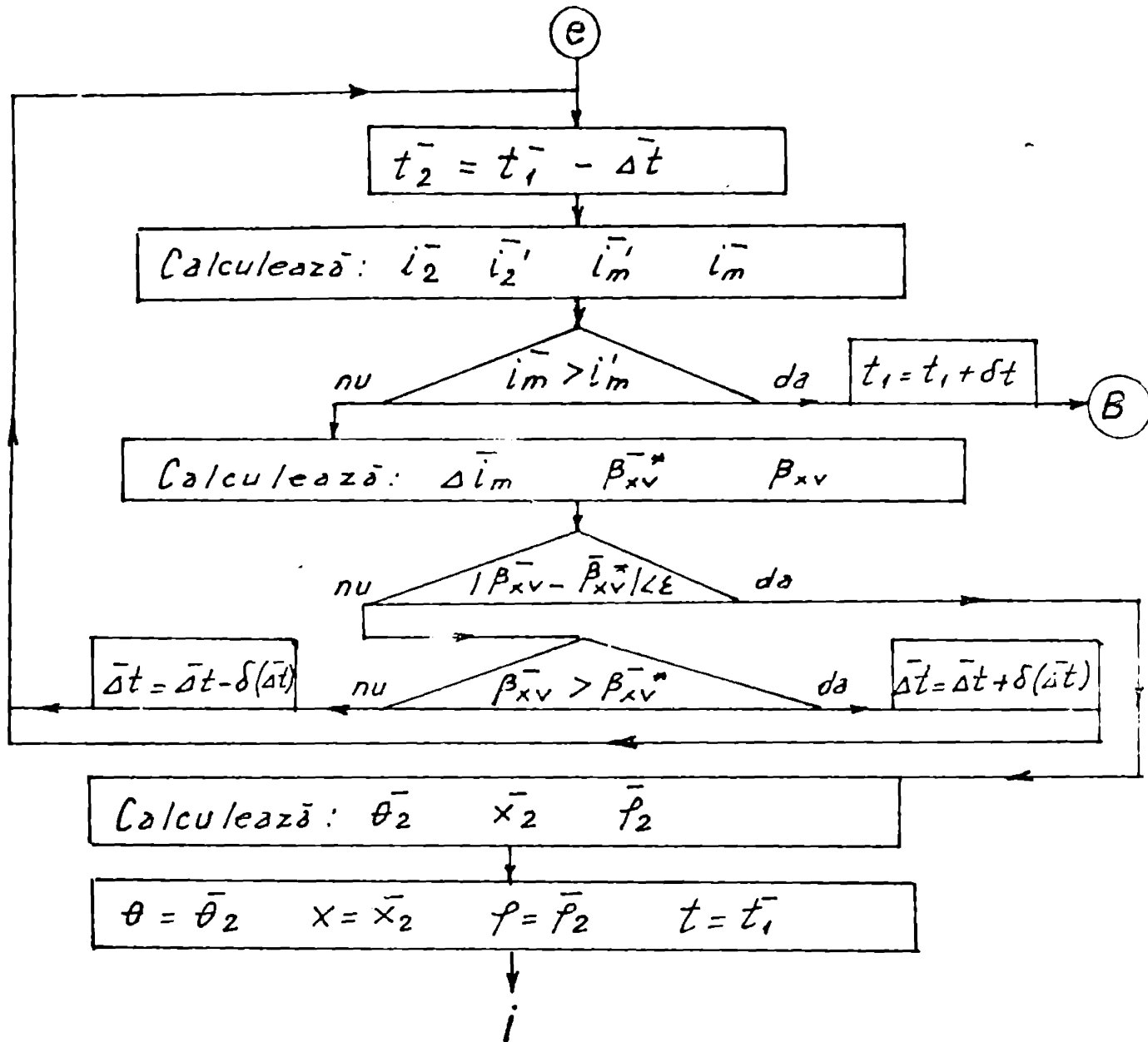
Metoda diferente finite cu reziduu M.D.F.R.

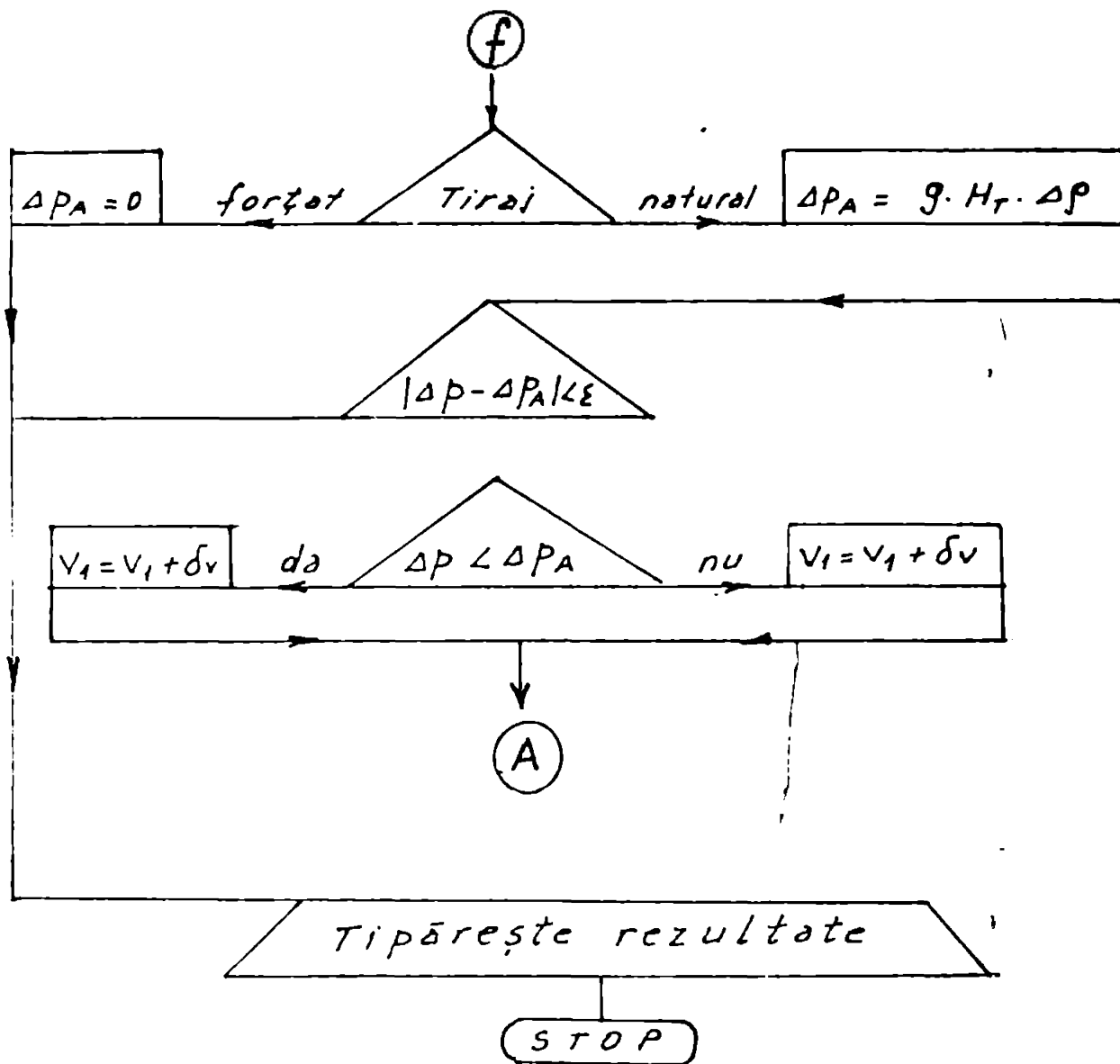












NOTA : TRAN1 reprezintă varianta
 CALC=1 a programului sursă TRAN

- metoda diferențelor finite /6/, /26/, /55/
- metoda diferențelor finite cu reziduu /55/
- metoda Berman /10/, /55/
- metoda Berman cu reziduu /55/

"Metoda diferențelor finite" și "metoda Berman" sînt menționate și descrise în literatură, iar metodele cu "reziduu" reprezintă contribuții originale.

Schema de calcul termic adoptată pentru turmurile în curent transversal este redată în fig.3.2.

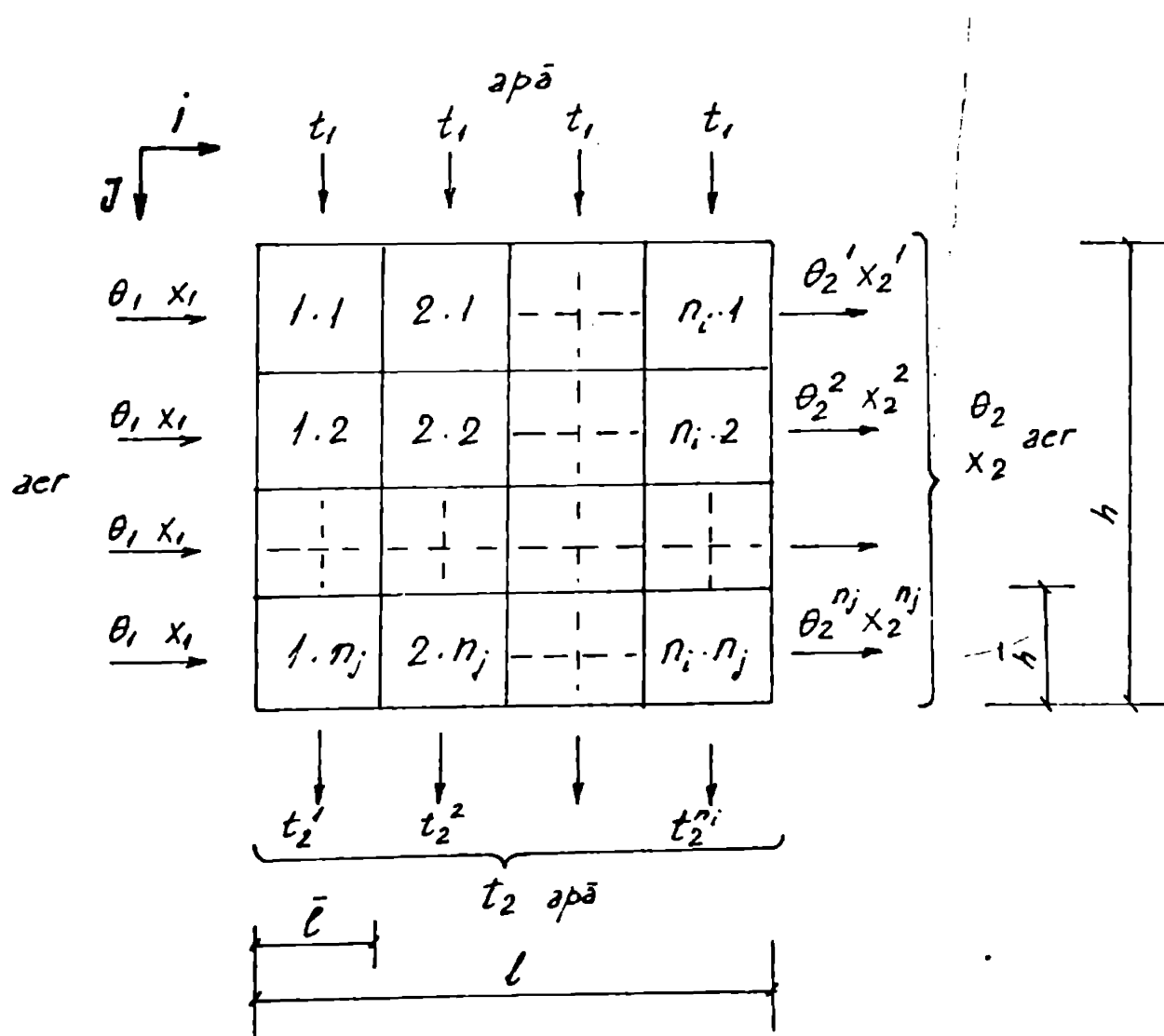


Fig. 4.2 Schema de calcul pentru curent transversal.

În fig.4.3 este redată variația entalpiilor celor doi agenți, pe laturile sistemului de răcire.

Calculul se desfășoară de sus în jos și de la stînga spre dreapta, în partea stîngă considerîndu-se că are loc intrarea aerului. În paragrafele următoare se vor descrie metodele de calcul termic folosite.

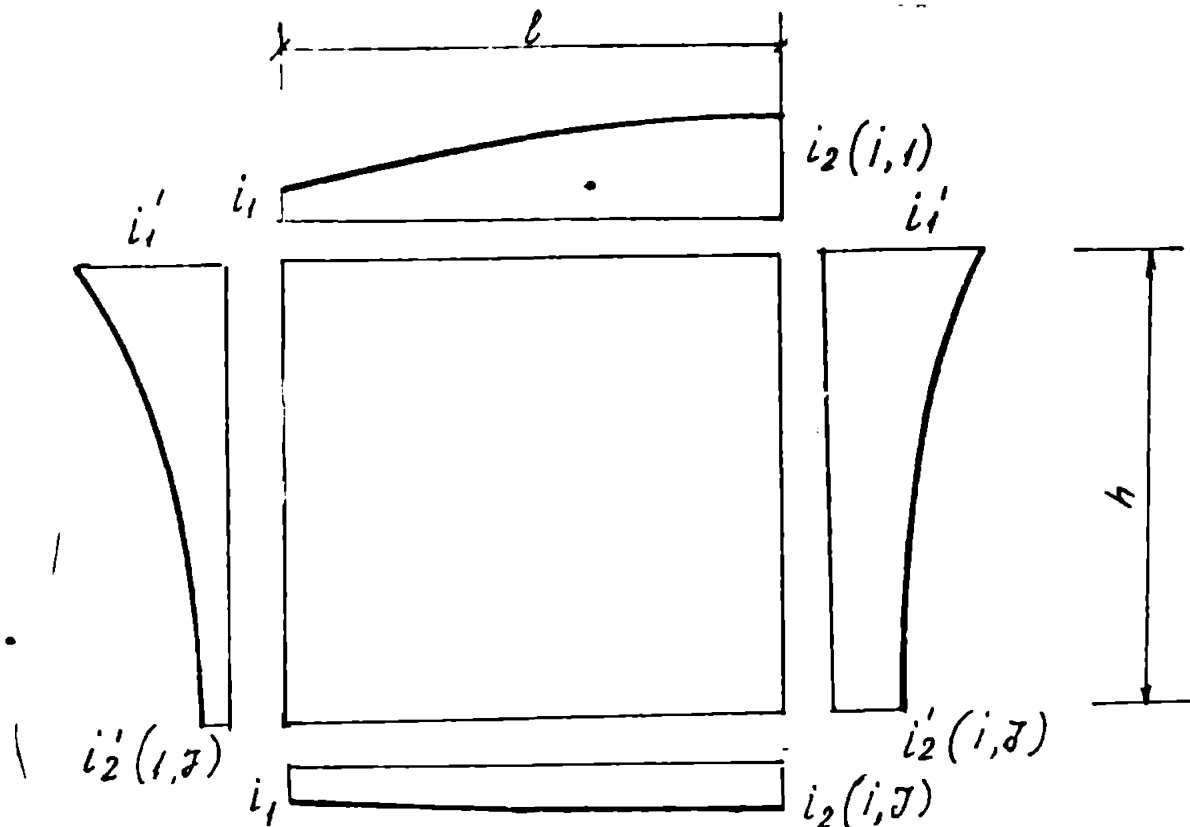


Fig 4.3 Variația entalpiilor aerului și aerului saturat din stratul limită de la suprafața apei

4.2.1 "Metoda diferențelor finite" (MDF)

Această metodă este iterativă, oferind posibilitatea cunoașterii parametrilor aerului și apei în diverse puncte ale sistemului de răcire.

Pentru viteza v a aerului din secțiunea medie a volumului elementar și cunoscând starea celor doi agenți la intrarea în interval, se calculează β_{xv} , d_v , cât și variațiile parametrilor în elementul de volum considerat:

- variația de temperatură a aerului prin schimbul de căldură convectiv

$$\Delta \bar{\theta} = d_v (t - \theta) h \bar{A}_0 / (3600 \rho c_p \bar{A}_v) \quad (4.3)$$

- variația conținutului de umiditate al aerului ca urmare a schimbului de masă

$$\Delta \bar{x} = \beta_{xv} (x' - x) h \bar{A}_0 / (3600 \rho v \bar{A}_v) \quad (4.4)$$

- variația temperaturii apei datorată schimbului global de masă și căldură

$$\Delta \bar{t}^k = (c_p \Delta \bar{\theta} + \Delta \bar{x} (r + c_v (t - \theta))) \cdot (3600 \rho v \bar{A}_v) / (\rho_1 c_1 \bar{A}_0) \quad (4.5)$$

Cu ajutorul relațiilor (4.3), (4.4) și (4.5), știind starea aerului și apei la intrarea în intervalul de iterație respectiv, se pot calcula parametrii celor doi agenți la ieșirea din elementul de volum considerat.

Pentru a facilita calculul, deoarece acesta se desfășoară de sus în jos pentru apă, temperatura t va fi indexată ($t(I, J)$), doar dacă se doresc parametri din interiorul umpluturii.

De asemenea, deoarece evoluția aerului se face de la stânga la dreapta, parametrii aerului vor putea fi indexați numai după J și doar când interesează cunoașterea parametrilor la intrarea și ieșirea din volumele elementare, ei vor fi indexați după (I, J).

Din această cauză, la începutul treptelor de iterație se vor introduce mărimile: PLO, KNT, G_1, G_2, G_3 , toate fiind egale cu zero. După fiecare volum elementar se determină:

$$\theta = \theta + \Delta\theta$$

$$x = x + \Delta x$$

$$t = t - \Delta t$$

Dacă temperatura t rezultată este mai mică decât t_1 , temperatura t_1 aleasă inițial se va micșora.

Se calculează entalpiile medii ale celor doi agenți, în interiorul volumului elementar.

În cazul în care $i_m > i_m'$, temperatura t_1 aleasă inițial se va micșora, deoarece în acest mod $\Delta\theta, \Delta x, \Delta t$ se vor diminua.

În cazul în care $f > 1$, se corectează prin aproximații succesive cu pas variabil temperatura aerului, în așa fel ca în noua stare aerul să aibă aceeași entalpie, dar $f = 1$. Variația de umiditate va reprezenta condensul $\varphi x_1 = x_1 - x_2$ (fig. 3.4)

Dacă $I = n_1$, deci calculul se desfășoară acum pe ultima coloană, se calculează:

$$G_1 = G_1 + \theta$$

$$G_2 = G_2 + \varphi$$

$$G_3 = G_3 + x$$

Știind parametrii la ieșirea din elementul de volum, se trece la elementul de volum de pe aceeași coloană, dar pe linia următoare, mai jos.

Când $J = n_j$ se va calcula :

$$CALD = CALD + q \bar{A}_0 t$$

$$PLO = PLO + q \bar{A}_0$$

După epuizarea tuturor elementelor de volum se calculează temperaturile apei (medii ponderate) și parametrii aerului la ieșirea din sistemul de răcire.

$$t = \text{CALD}/\text{PIO}$$

$$\theta = G_1/n_j$$

$$f = G_2/n_j$$

$$x = G_3/n_j$$

Cunoscând $t_2 = t$ se calculează intervalul de răcire obținut Δt^{R} .

$$\Delta t^{\text{R}} = t_1 - t_2$$

Dacă Δt cerut, diferă de Δt^{R} realizat, temperatura t_1 aleasă în primă aproximație se va modifica utilizând metoda aproximațiilor succesive cu pas variabil (injumătățit)

Variația temperaturii t_1 va continua pînă cînd

$$\Delta t \approx \Delta t^{\text{R}}$$

Cînd $\Delta t > \Delta t^{\text{R}}$, temperatura t_1 se va mări, iar în cazul cînd $\Delta t < \Delta t^{\text{R}}$, t_1 se va micșora, deoarece cu cît temperatura apei crește, diferența de entalpie între cei doi agenți va fi mai mare, aceasta conducînd la creșterea lui Δt^{R} .

4.2.2 "Metoda diferențelor finite cu rezidu" (MDFR)

Metoda diferențelor finite cu rezidua are caracter iterativ.

În primă aproximație se inițializează prin calcul temperatura apei calde t_1 .

Pentru viteza medie din volumul elementar considerat se calculează $\beta_{\text{XV}} \cdot d_{\text{V}}$.

Această metodă lucrează cu valorile medii ale parametrilor din intervalul respectiv de răcire.

La începutul intervalului se dă în primă aproximație

$$\Delta \bar{t}, \text{ Temperatura apei va fi } \bar{t}^{\text{R}} = t - \Delta \bar{t}/2,$$

$$\text{temperatura aerului} = \theta + \Delta \bar{\theta}/2, \text{ iar}$$

$$\text{conținutul de umiditate} = x + \Delta \bar{x}/2$$

Cu aceste transformări, ecuațiile referitoare la schimbul de masă și de căldură vor fi date de relațiile:

$$\Delta \bar{\theta} = \alpha_{\text{V}} (\bar{t}^{\text{R}} - \theta) \bar{h} \bar{A}_0 / (3600 \rho_{\text{V}} c_{\text{p}} \bar{A}_{\text{V}} + d_{\text{V}} \bar{h} \bar{A}_0 / 2) \quad (4.6)$$

$$\Delta \bar{x} = \beta_{\text{XV}} (x^{\text{R}} - x) \bar{h} \bar{A}_0 / (3600 \rho_{\text{V}} \bar{A}_{\text{V}}) \quad (4.7)$$

$$\Delta \bar{t}^{\text{R}} = (c_{\text{p}} \Delta \bar{\theta} + \Delta \bar{x} (r + c_{\text{v}} (\bar{t}^{\text{R}} - \theta))) (3600 \rho_{\text{V}} \bar{A}_{\text{V}}) / (\rho_1 q_0 c_1 \bar{A}_0) \quad (4.8)$$

Utilizând ecuațiile (4.6), (4.7) și (4.8) se pot afla parametri aerului la ieșirea din volumul elementar.

Se compară $\Delta \bar{t}$ cu $\Delta \bar{t}^*$.

Dacă valorile sînt diferite, se variază $\Delta \bar{t}$ ales inițial prin metoda aproximațiilor succesive, pînă cînd $\Delta \bar{t} = \Delta \bar{t}^*$.

În scopul reducerii numărului de cicluri (cu excepția primului interval) pentru celelalte volume elementare, $\Delta \bar{t}$ în primă aproximație va fi egal cu $\Delta \bar{t}$ al intervalului alăturat (de sus sau din stînga).

Se calculează apoi parametrii apei și aerului la ieșirea din volumul elementar

$$\theta = \theta + \Delta \theta$$

$$x = x + \Delta x$$

$$t = t - \Delta t$$

Se calculează i_m și i_m'

Dacă $i_m > i_m'$, temperatura t_1 aleasă inițial se va mări.

Se determină apoi f , iar dacă $f > 1$, se corectează temperatura aerului astfel încît în noua stare aerul va avea aceeași entalpie, dar $f = 1$, surplusul de umiditate rezultat prin condensare puțin să fie considerat că este antrenat de către aerul ce circulă prin turn.

Dacă elementul de volum se află pe coala $I = n_1$ se calculează G_1, G_2, G_3 (fig.4.2.1).

Cînd $J = n_j$ se calculează CALD și PLO. După ce toate elementele de volum au fost luate în calcul, se determină temperatura medie ponderată a apei răcite (t) și parametrii aerului (θ, f, x) la ieșirea din sistemul de răcire.

Știind $t_2 = t$ se determină intervalul de răcire Δt^*

$$\Delta t^* = t_1 - t_2$$

Se verifică dacă $\Delta t \approx \Delta t^*$, în caz contrar temperatura t_1 a apei aleasă în primă aproximație se va modifica.

Atunci cînd $\Delta t > \Delta t^*$, temperatura t_1 va crește, și invers, cînd $\Delta t < \Delta t^*$, t_1 va scădea (vezi fig. 4.2.1).

4.2.3 Metoda Berman (MB)

"Metoda Berman" are la bază ecuația lui Merkel, dar lucrează cu diferența medie de entalpie pentru tot volumul de răcire, fiind o metodă globală.

În primă aproximație se stabilește temperatura t_2 și pentru viteza v se calculează :

$$t_2 = t_1 - \Delta t$$

74)

$$i_2 = i_1 + (\rho_{1q} c_1 \Delta t A_0) / (3600 \rho v A_v)$$

$$\beta_{xv} = A q^R (3600 v)^R$$

unde v reprezintă viteza din secțiunea corespunzătoare razei medii a sistemului de răcire.

Se determină i_1' , i_2' și i_m'

Ecuațiile schimbului de masă și căldură sînt date prin relațiile:

$$\rho_{1q} \Delta t A_0 = 3600 \rho v \Delta i A_v = h \beta_{xv}^* \Delta i_m A_0 \quad (4.9)$$

Pentru curent transversal Δi_m va fi exprimat astfel:

/10/:

$$\Delta i_m = \frac{i_1' - i_2'}{2,3 \log \frac{i_1' - i_1 - (i_1 + i_2 - 2 i_m') / 4}{i_2' - i_1 - (i_1 + i_2 - 2 i_m') / 4}} = 0,5(i_2' - i_1') \quad (4.10)$$

Din relația (4.9) se calculează:

$$\beta_{xv} = (\rho_{1q} c_1 \Delta t) / (h \Delta i_m)$$

Temperatura aerului θ_2 la ieșirea din sistemul de răcire, va fi dată de relația /10/:

$$\theta_2 = \theta_1 + (i_2 - i_1)(t_m - \theta_1) / (i_m' - i_1) \quad (4.11)$$

Se stabilește astfel starea aerului și apei la ieșirea din sistemul de răcire.

Cunoscînd i_2 și θ_2 se determină f .

Atunci cînd $f > 1$, temperatura aerului se mărește prin aproximații succesive, pînă cînd $f = 1$, entalpia rămînd constantă.

Se compară valorile β_{xv} și β_{xv}^* și se modifică prin aproximații succesive cu pas variabil temperatura t_1 aleasă inițial, pînă cînd diferența dintre cele două valori este mai mică decît eroarea cerută.

4.2.4 "Metoda Berman cu reziduu" (MBR)

Am elaborat această metodă în scopul aplicării metodei Berman, care este o metodă globală, pe volume elementare, obținînd o metodă iterativă prin care este posibilă cunoașterea parametrilor celor doi agenți și în interiorul sistemului de răcire, nu numai la intrare și ieșire.

Se inițializează temperatura t_1 , determinând și i_1' .

În elementul de volum considerat, se presupune Δt , cunoscut și se calculează:

$$t_2 = t_1 - \Delta t$$

Se calculează apoi i_2 , i_2' și i_m' , i_m .

Dacă $i_m > i_m'$, temperatura t_1 aleasă la început, se va micșora.

Se calculează β_{xv}^- și β_{xv}^{-*} utilizând formulele de la § 4.2.3, în acest caz valorile fiind raportate la volumul elementar luat în calcul.

La sfârșitul intervalului, dacă $\beta_{xv}^- \neq \beta_{xv}^{-*}$, se modifică valoarea Δt aleasă inițial, pînă cînd cele două valori devin aproximativ egale.

Pentru determinarea numărului de cicluri, pentru un interval dat (cu excepția primului) valoarea Δt aleasă în primă aproximație, se va lua egală cu a intervalelor învecinate (din stînga sau de sus).

După aceea se calculează θ_2 (4.11).

Cunoscînd i_2 și θ_2 se determină $f = f_2$. Dacă $f > 1$, se corectează.

În cazul în care intervalul luat în calcul aparține coloanei $I = n_1$, se stabilesc valorile G_1 , G_2 , G_3 (vezi 4.2.1).

Cînd $J = n_2$ se calculează CAED și PLO.

La sfârșitul tuturor treptelor de iterație se determină temperatura apei răcite t și parametrii aerului (O , ρ , x) la ieșirea din sistemul de răcire.

Cunoscînd $t_2 = t$ se determină Δt^*

$$\Delta t^* = t_1 - t_2$$

Se verifică apoi dacă diferența între valorile Δt și Δt^* este mai mică decît eroarea impusă.

Dacă această condiție nu este îndeplinită se modifică temperatura t_1 (vezi 4.2.1).

4.3. Calculul aerodinamic

Pentru turburile în curent transversal, calculul aerodinamic se desfășoară ca cel pentru turburile în contracurent. (vezi 3.4)

4.4. Comparație între metodele de calcul termic

Cele expuse în prezentarea metodelor la § 3.5 (a modului cum operează metodele) pentru turburile în contracurent, sînt valabile și pentru turburile în curent transversal.

În cazul contracurentului, utilizarea metodei diferențelor

finite introducea erori cu atât mai mari (pentru n_1 dat) cu cât diferențele $(i' - i)$ între zona de intrare și ieșire erau mai mari (fig.3.3), existând și situații când funcție de raportul debitelor celor doi agenți (λ_{a1}) sau de zona de lucru a turului (în diagrama i-a), aceste valori să fie și foarte apropiate ($(i' - i) \approx 0$).

Dacă această stare era posibilă la contracurență, în cazul curentului transversal acest lucru este imposibil. (vezi fig.4.3.)

Valoarea $(i_1' - i_1)$ fiind mult mai mare decât oricare din celelalte valori $(i' - i)$.

Din această cauză, utilizarea metodei cu diferențe finite (MDF) la un număr redus de trepte de iterație, va introduce valori atât de ridicate, înalt pentru orice viteză v și orice temperatură t_1 , în condițiile cerute ($q, \Delta t, \theta_1, \varphi_1$) temperaturile apei răcite ajung să fie mai mici decât t_0 , iar temperaturile aerului să depășească 100°C , ceea ce contravine principiului II al Termodinamicii.

În tab.4.1 sînt prezentate valorile temperaturilor t_2 obținute pentru un tur în curent transversal, utilizînd metodele MDFR, MBR, MDF, MB.

Comparația între metode este prezentată în fig.4.4.

Se remarcă erorile ridicate introduse de metoda MDF.

Se evidențiază pozitiv metoda MDFR.

Utilizînd "metoda diferențelor finite cu reziduu" (MDFR), numărul treptelor de iterație va fi mai mic, deci memoria afectată de program este mai scăzută și de asemenea, pentru obținerea aceluiași grad de precizie, (față de MDF), timpul de calcul va fi de cea 10 ori mai redus.

În ordine, se recomandă în primul rînd, utilizarea MDFR, apoi MBR, MB, iar cea mai puțin indicată este MDF.

În cazurile analizate s-a considerat $Le = 1$.

Fiind scema de fapt că MDFR poate lucra cu diferite valori pentru Le , această metodă devine net superioară celorlalte.

Cu ajutorul MDFR, în fig.4.5 și fig.4.7 sînt date entalpiile i și i' pentru diverse puncte ale sistemului de răcire, iar în fig.4.6 și fig.4.8 se prezintă evoluția pe rază a entalpiilor aerului (i) și evoluția pe înălțime a aerului din stratul limită de la suprafața apei (i') cât și izentalpele ($i' = ct$ și $i = ct$).

Se observă că schimbul de masă și căldură este mult mai intens în colțul din stînga-sus, unde $(i' - i)$ are valoarea maximă.

Tab 4.1 Variația temperaturilor apei răcite (t_2), funcție de metodă și de numărul treptelor ($n_i = n_j$) pentru diferite valori q Δt θ_1 la un turn avind $H_T = 100\text{ m}$ $R_i = 40\text{ m}$ $R_e = 45\text{ m}$ $h = 3\text{ m}$ $\rho = 120\text{ Kg/m}^3$

t_2 [$^{\circ}\text{C}$]

q $\frac{\text{m}^3}{\text{m}^2\text{h}}$	Δt $^{\circ}\text{C}$	φ %	θ_1 $^{\circ}\text{C}$	M.D.F.R.			M.B.R.			M.D.F.			M.B.		Cazul		
				nr trepte $n_i = n_j$			nr trepte $n_i = n_j$			nr trepte $n_i = n_j$			$n_i = n_j$				
				1	4	7	10	1	4	7	10	1	4	7		10	1
10	10	60	10	28.21	31.17	30.87	30.89	28.15	30.33	30.31	30.32	8.57	28.16	28.93	29.47	28.21	I
10	10	60	25	35.43	37.54	37.49	37.54	35.28	37.39	36.85	36.96	19.18	34.43	35.86	36.23	35.47	II
10	10	60	40	43.44	44.98	44.95	44.84	43.59	44.34	44.38	44.34	32.52	40.83	42.98	43.69	43.53	III

Fig 4.4. Comparatie între metode
M.D.F.R. M.B.R. M.D.F. M.B.

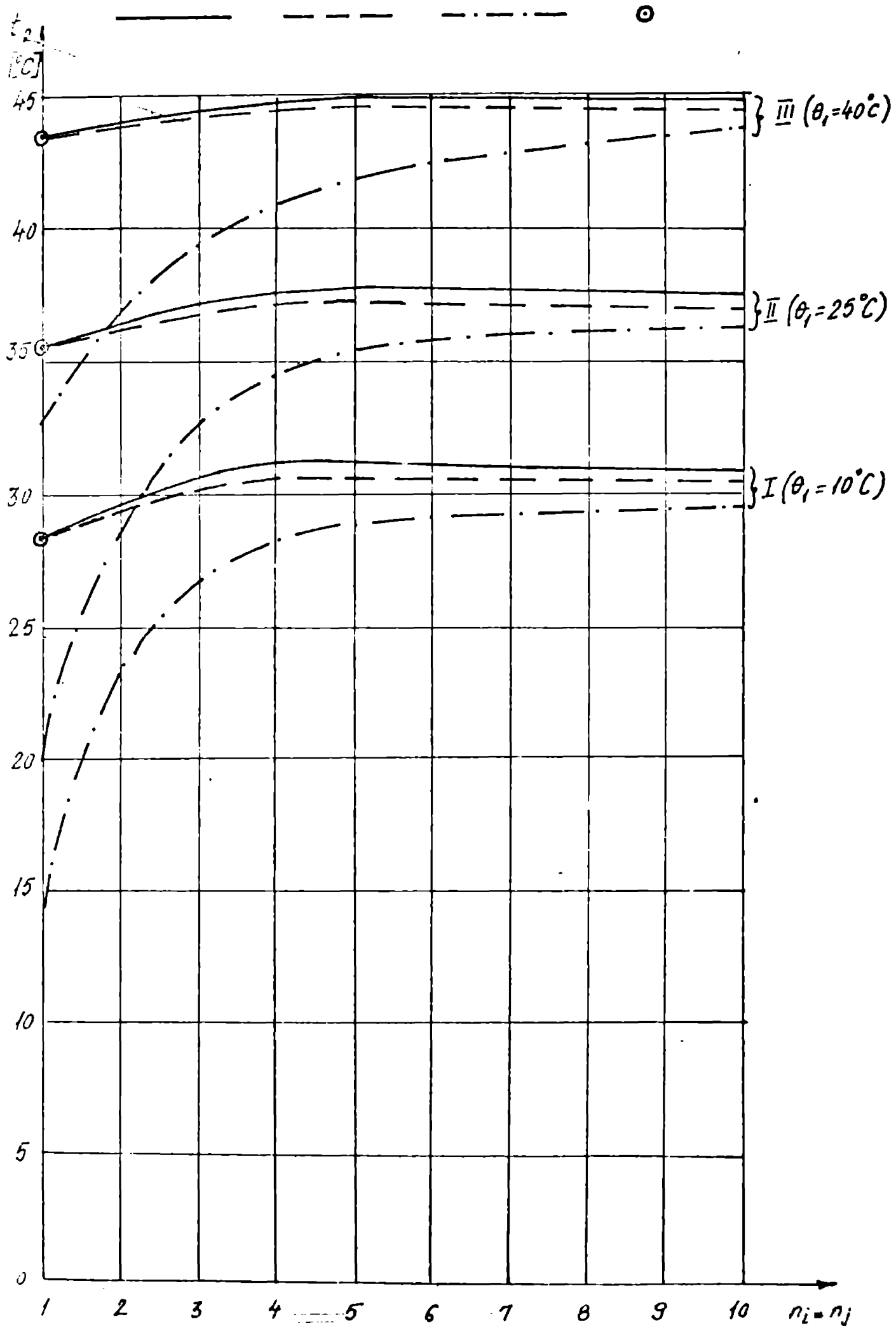
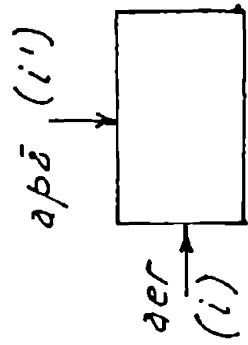


Fig.4.5 Variația în volum a entalpiilor aerului (i) și aerului saturat din stratul

limită al apei (i') la un turn având $H_T = 100\text{ m}$ $R_i = 40\text{ m}$ $Re = 45\text{ m}$

$h = 3\text{ m}$ $\rho = 120$ $A = 10\text{ Kg/m}^2$ la $q = 10\text{ m}^3/\text{m}^2\text{h}$ $\Delta t = 10^\circ\text{C}$ $\rho_1 = 60\%$
 $\theta_1 = 10^\circ\text{C}$



	41.92	41.92	41.92	41.92	41.92
5.15	26.39	34.34	38.31	40.19	
	30.59	36.68	39.19	40.57	
5.15	19.49	29.76	34.70	37.73	
	24.17	31.43	36.00	38.47	
5.15	16.70	25.66	31.09	34.89	
	20.03	27.42	32.75	35.97	
5.15	13.92	22.19	27.75	32.02	
	17.15	24.07	29.68	33.32	

Cazul I

$i, i' [\text{Kcal/Kg}]$

R_i

R_e

Fig. 4.6. Variația în volum a entalpiilor și izentalpiilor (i și i') pentru cazul I ($\theta_1 = 10^\circ\text{C}$)
 $i, i' \text{ [Kcal/Kg]}$

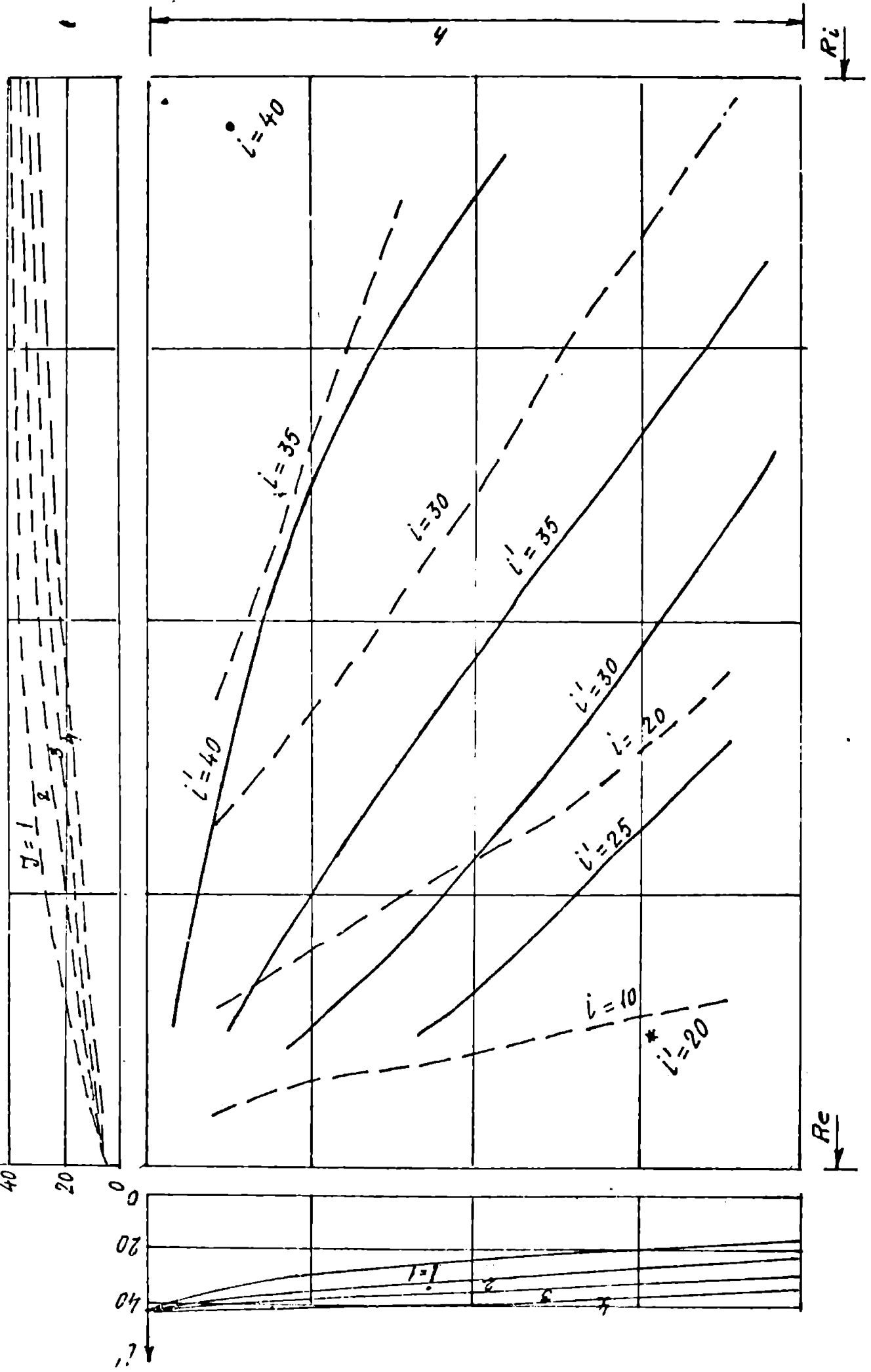
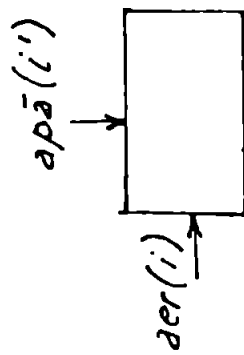


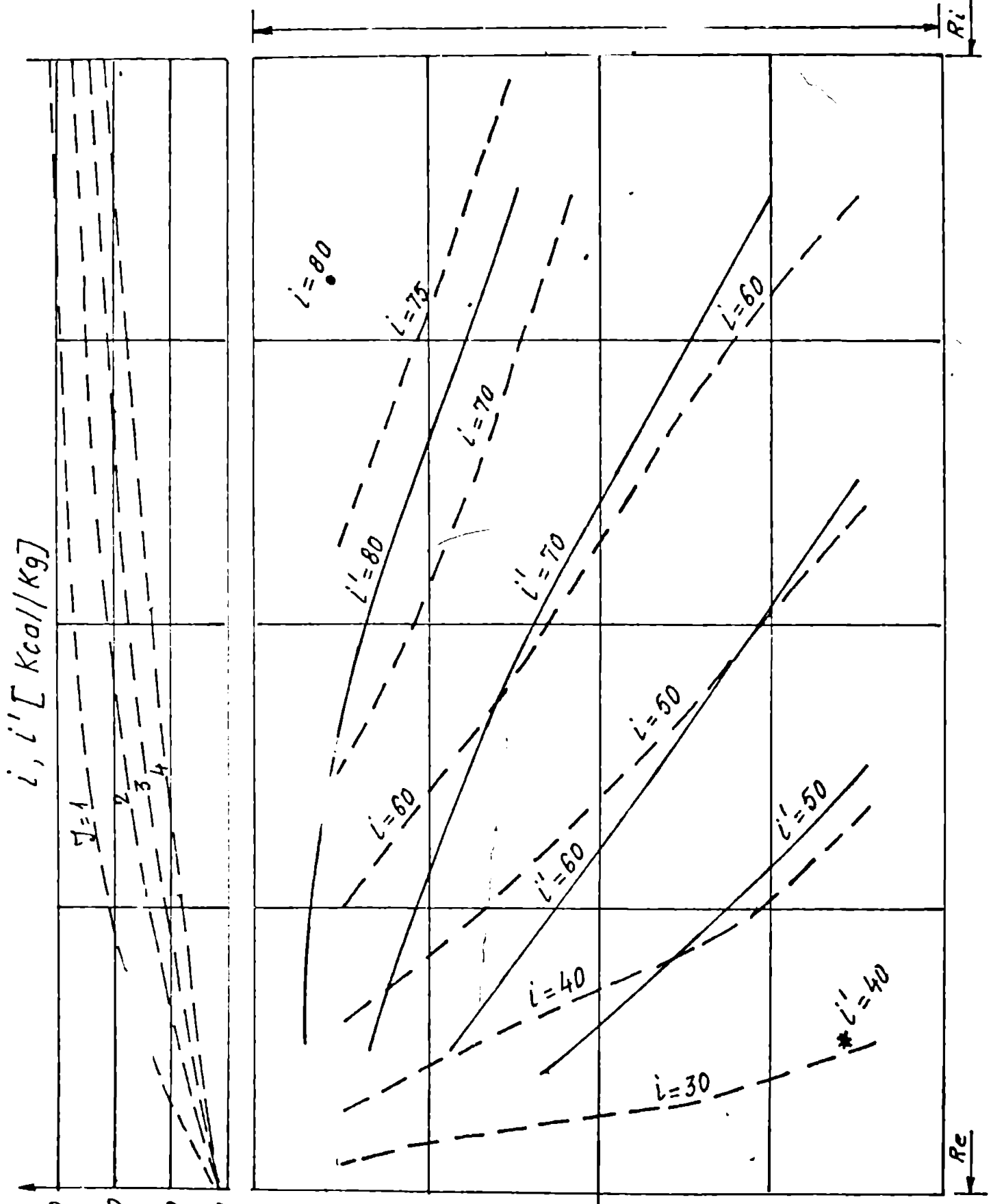
Fig. 4.7. Variația în voluma entalpiilor aerului (i) și aerului saturat din stratul limită al apei (i') la un turn având $H_T = 100\text{ m}$ $Ri = 40\text{ m}$ $Re = 45\text{ m}$
 $h = 3\text{ m}$ $\lambda = 120$ $A = 10\text{ Kg/m}^4$ $\rho = 10\text{ m}^3/\text{m}^2\cdot\text{h}$ $\Delta t = 10^\circ\text{C}$ $\eta_s = 60\%$



Cazul III

$i, i' [\text{Kcal/Kg}]$

27.03	85.15	85.15	85.15	85.15	85.15	82.24
	60.97	73.36	79.43	79.06	76.70	
27.03	60.33	73.67	70.99	71.08	76.42	
	47.62	62.23	62.94	63.56	70.00	
27.03	48.77	62.61	53.68	54.46	69.93	
	42.19	54.46	47.73	48.41	63.58	
27.03	36.76	47.73	56.39	57.28	63.98	
	38.04	48.41	57.28	63.98		

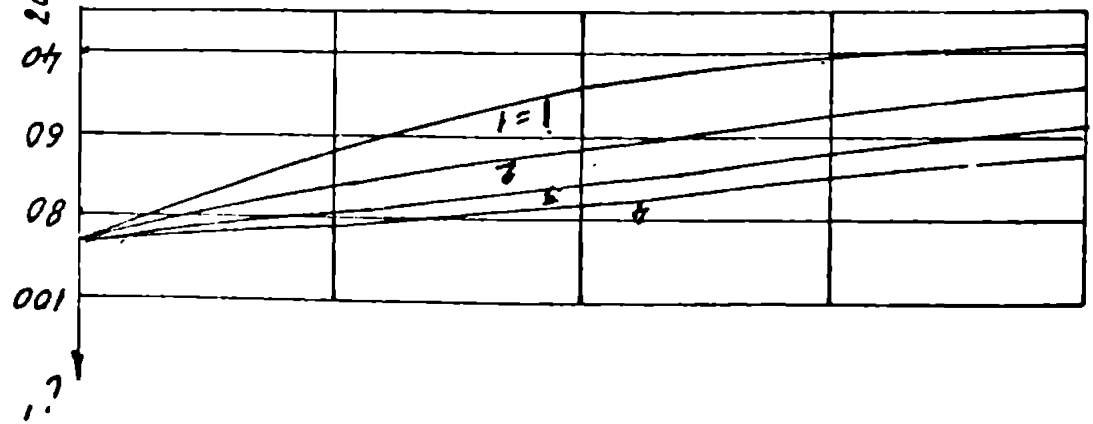


$i, i' [Kcal/Kg]$

$x=1$
2
3
4

i
80
60
40
20

Fig.4.8 Variatia in voluma entalpiilor si izentalpelor (i si i') pentru cazul III ($\theta_1 = 40^\circ C$)



Din această cauză, în zonele unde răcirea apei devine foarte slabă, analizând diagrame de tipul celor din fig.4.6 și fig.4.8, sistemul de răcire poate fi "rarefiat" sau chiar eliminat, deoarece contribuția lui la răcirea apei este minimă și în plus, introduce rezistențe suplimentare.

Cap.5 "METODA TURNURILOR ECHIVALENTE"
PENTRU DETERMINAREA PERFORMANTEI TURNURILOR
DE RĂCIRE

5.1 Dimensionarea și diagrama de răcire a turnului, în
faza de proiectare

În scopul dimensionării și stabilirii cât mai exacte a performanțelor de răcire ale unui turn, la variația încărcărilor termice și hidraulice, sau a parametrilor aerului exterior, se întreprind numeroase cercetări teoretice și experimentale.

Se efectuează studii și cercetări în scopul elaborării unei metodologii de calcul cât mai rapide și mai exacte, pe de o parte, pe de altă parte, cercetări care se efectuează fie în laborator pe modele, fie în natură, pe turnuri de răcire existente, în scopul determinării coeficienților de schimb de masă și căldură la diverse densități de stropire și viteze ale aerului, la diverse tipuri de umplutură, cât și pentru determinarea pierderilor de presiune liniare și locale care se produc pe traseul aerului ce circulă în diferite puncte ale turnului /35/, /36/, /59/, /61/, /76/.

Cunoscând pierderile de presiune, se pot stabili coeficienții aerodinamici pentru diverse zone ale turnului și variația lor funcție de intensitatea de stropire cât și funcție de viteză.

În urma experiențelor, s-a găsit că pentru coeficientul global de schimb de căldură și substanță al diverselor sisteme de umplutură, se poate utiliza o relație de tipul:

$$\beta_{kv} r_{sal} = A q^m (3600 v)^n \quad / \text{kg/m}^3 \text{h} / \quad (5.1)$$

unde : A reprezintă caracteristica termică a sistemului de răcire în kg/m^4

q - densitatea ploii în $\text{m}^3/\text{m}^2\text{h}$

v - viteza aerului în m/s

m și n reprezintă constante, între care există relația $m + n = 1$.

Când curgerea are caracter laminar, $m = 0,2$ și $n = 0,8$, iar în regiuni turbulente $m = 0,4$ și $n = 0,6$.

Pierderea de presiune prin turn este exprimată prin relația:

$$\Delta p = \frac{\rho_a v^2}{2} \quad / \text{N/m}^2 / \quad (5.2)$$

unde : ξ reprezintă caracteristica aerodinamică a turnului
(coeficientul aerodinamic)

- ρ_m - densitatea medie a aerului din turn, în Kg/m^3

Coeficientul ξ se obține prin însumarea tuturor pierderilor de presiune de pe traseul aerului (intrare, schimbare de direcție, sistem de răcire, stropi, ieșire etc.) și raportarea lor la viteza din secțiunea brută de curgere a aerului prin sistemul de răcire. (5.2)

Utilizarea acestei formule consideră că fenomenul curgerii aerului se desfășoară în regim turbulent (de automodelare), când valoarea lui nu depinde de viteza aerului (de criteriul Re), ci pentru o geometrie dată, numai funcție de densitatea de stropire $q \rightarrow \xi = f(q)$.

Punctul de funcționare al turnului va corespunde situației când este satisfăcut atât echilibrul termic cât și echilibrul aerodinamic pentru condițiile de lucru impuse turnului de răcire.

În cazul echilibrului termic, valoarea β_{xv} reală trebuie să fie egală cu β_{xv} teoretic, dedus din relația :

$$\beta_{xvt} = \frac{\rho_l q c_1 \Delta t}{h \Delta i_m} \quad / \text{Kg/m}^3 \text{h} / \quad (5.3)$$

unde : β_{xv} reprezintă coeficientul global de schimb, în $\text{Kg/m}^3 \text{h}$

- q - densitatea ploii în $\text{m}^3/\text{m}^2 \text{h}$

- c_1 - căldura specifică a apei, în $\text{Kcal/Kg}^\circ\text{C}$

- Δt - intervalul de răcire, în $^\circ\text{C}$

- Δi_m - diferența medie de entalpie între apă și aer în Kcal/Kg (pentru contracurent sau curent transversal)

- h - înălțimea sistemului de răcire, în m .

Când se lucrează cu metode iterative, condiția de echilibru termic este :

$$\Delta t_{\text{calcul}} = \Delta t_{\text{real}}$$

Pentru a se realiza și echilibrul aerodinamic, pierderea de presiune Δp , trebuie să fie egală cu presiunea statică a ventilatorului, Δp_g (în cazul tirajului forțat) și cu tirajul turnului Δp_A (în cazul tirajului natural), dat de relația :

$$\Delta p_A = g H_T (\rho_1 - \rho_2) \quad / \text{N/m}^2 / \quad (5.4)$$

unde g reprezintă accelerația gravitațională, în m/s^2

- H_T - înălțimea de tiraj, în m

- $\rho_1(\rho_2)$ - densitatea aerului exterior, respectiv din interiorul cojii, în Kg/m^3

Cunoscând deci caracteristica termică A și caracteristica aerodinamică ξ , pentru turnuri cu tiraj natural și viteza v , pentru cele cu tiraj forțat, geometria turnului fiind dată, se pot determina

prin calcul temperaturile apei răcite t_2 la diferite încărcări hidraulice q , diferite intervale de răcire Δt și diferiți parametri ai aerului exterior (temperatura aerului la termometrul uscat θ și umiditatea relativă f), putând fi construite curbe de tipul celor din fig.5.1 /4/.

5.2. Principiul "metodei turnurilor echivalente"

5.2.1 Expunerea principiului

Caracteristica termică A a sistemului de răcire și caracteristica aerodinamică φ a turnului, se determină avînd la bază cercetări din laborator.

Fenomenele reale din turn sînt îned mult mai complexe iar distribuțiile aerului și apei în turnul din natură sînt cu atît mai diferite de cele din laborator, cu cît dimensiunile turnului sînt mai mari /8/, /9/, /13/, /54/, /57/.

Aerul nu poate fi distribuit uniform în secțiunea de curgere, deoarece rezistențele aerodinamice în lungul diferitelor linii de curent, nu sînt aceleași.

De asemenea, practic nu se poate realiza o dispersie uniformă a apei deasupra sistemului de răcire.

Din aceste cauze, temperatura apei răcite rezultată, în urma calculului, va fi diferită de cea reală.

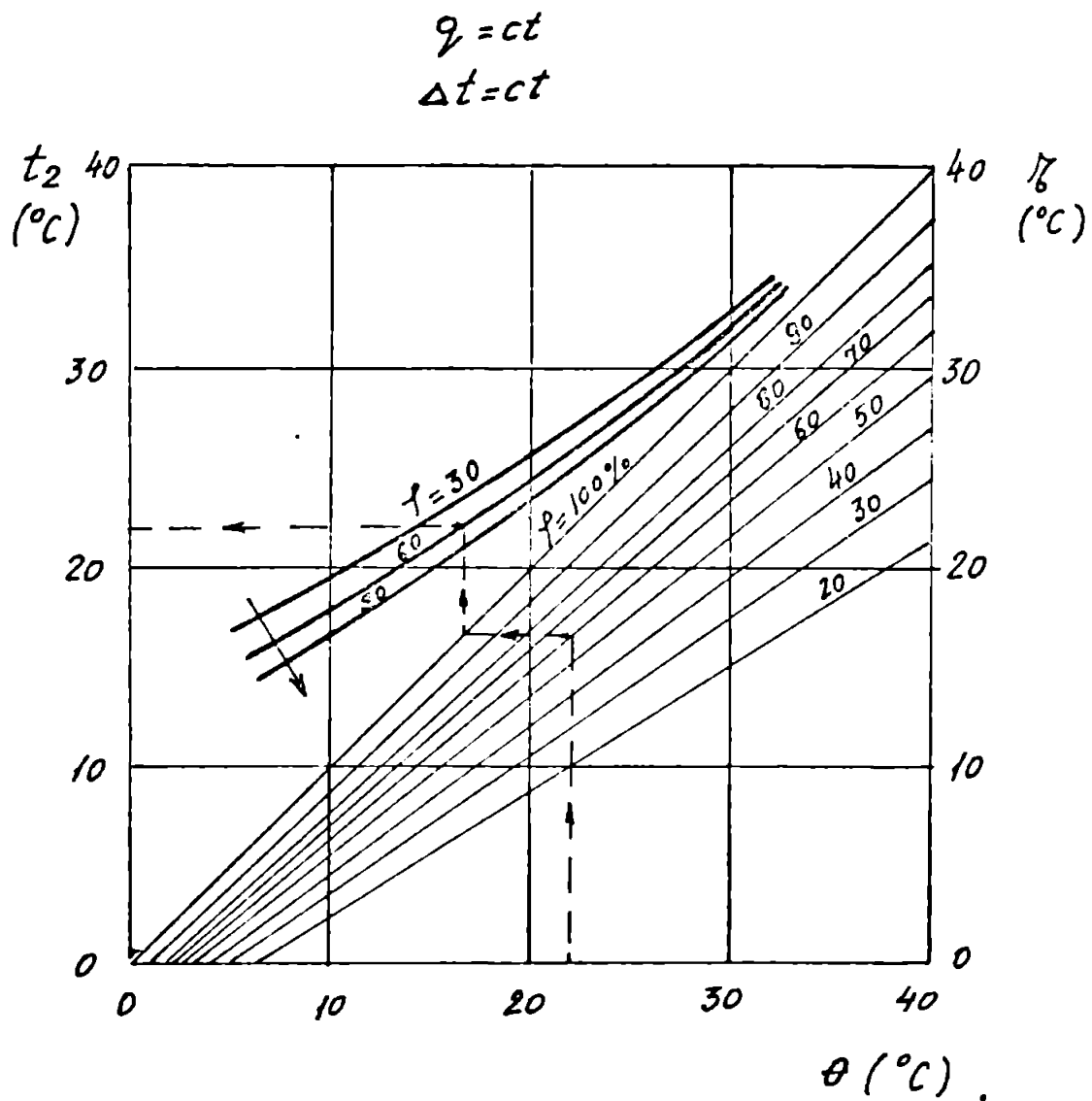
Neconcordanța dintre cele două valori este și mai accentuată la turnurile cu tiraj natural, unde tirajul este influențat de o multitudine de factori (vezi cap.6).

În cele ce urmează voi expune o metodă care oferă posibilitatea întocmirii diagramei reale de funcționare a unui turn de răcire existent, pe care am denumit-o "metoda turnurilor echivalente".

În elaborarea acestei metode am pornit de la ideea că același debit de apă dispersat deasupra secțiunii irigate F_i a turnului care are înălțimea de tiraj H_p , pentru un grup de valori (Δt , θ , f), poate fi răcit pînă la aceeași temperatură t_2 , fie cu ajutorul unui turn avînd o caracteristică termică A și o caracteristică aerodinamică φ , fie cu un alt turn avînd aceeași geometrie, dar caracteristicile termice și aerodinamice mai mari amîndouă, sau mai mici amîndouă decît ale turnului real.

Altfel spus, pentru răcirea aceleiași cantități de apă la aceeași temperatură creșterea valorii caracteristicii termice a sistemului de răcire, va necesita o micșorare a debitului de aer (a vitezei) și invers.

Fig. 5.1. Diagramele de răcire ale turnului



Exemplu: $\theta_1 = 22^\circ\text{C}$ și $\varphi_1 = 60\%$ ($t_1 = 17^\circ\text{C}$) → rezultă $t_2 = 22^\circ\text{C}$

NOTA

- Zona de sub diagonală ($\varphi = 100\%$) reprezintă diagrama psihrometrică.
- La tirajul forțat, unde pentru $q = ct$ și $\Delta t = ct$ t_2 depinde numai de θ , curba de răcire este unică, nediferențindu-se funcție de φ .

5.2.2 Determinarea pe cale grafică a "turnurilor echivalente"

Fuind programul de calcul (fig.3), pentru un turn de răcire cu tiraj natural în contracurent, la diferite valori q , Δt , θ , f_1 , la mai multe valori ale caracteristicilor A și f , se determină temperaturile apei răcite t_2 pentru toate aceste situații (vezi tab.5.1).

Prelucrând aceste date, se trasează curbele de variație ale temperaturii apei răcite la diferitele valori A și f , pentru o densitate q , pentru un grup de valori (Δt , θ , f_1).

Pentru a se putea face comparația pe diagrame, din grupul (Δt , θ , f_1), numai una din mărimi va varia (fig.5.2, fig.5.3 și fig.5.4).

Se observă că o anumită temperatură t_2 poate fi realizată cu o infinitate de grupuri de valori A și f , la fiecare valoare a caracteristicii termice A corespunzând una și numai o valoare a caracteristicii aerodinamice f , deci între cele două mărimi există o corespondență biunivocă. Se pune întrebarea: pentru același debit de apă și geometria a turnului (deci pentru același q), dar pentru alte grupuri de valori (Δt , θ , f_1), infinitatea de grupuri de valori A și f stabilită anterior, va realiza aceeași valoare a temperaturii apei răcite (bineînțeles diferită de prima)?

Din diagramele (fig.5.2 a, fig.5.2.b și fig.5.2.c) se observă că răspunsul la întrebarea de mai sus este da, diferențele fiind foarte reduse, ceea ce înseamnă că infinitatea de valori A și f va reprezenta o infinitate de turnuri echivalente din punct de vedere termic și aerodinamic cu turnul dat.

Cele expuse mai sus se referă la turnurile de răcire cu tiraj natural.

În cazul turnurilor de răcire în contracurent cu tiraj forțat, în locul grupului de valori A și f se introduce grupul de valori A și v , deoarece la tirajul forțat viteza se poate cunoaște fără a efectua calculul termic, ea fiind practic independentă la variația valorilor (Δt , θ , f_1).

Se pune întrebarea:

Există și în această situație o infinitate de grupuri de valori A și v , între care există o corespondență biunivocă și care formează o familie de turnuri echivalente cu cel dat?

În acest sens, pe baza programului de calcul (fig.3), la un turn cu tiraj forțat, de geometrie dată, s-au calculat temperaturile apei răcite t_2 la diferite valori A și v și diferiți parametri Δt , θ , f_1 , temperaturile t_2 fiind trecute în tab.5.2.

În diagramele (fig.5.3 a, fig.5.3 b, fig.5.3 c) s-au trasat curbele de variație a temperaturii t_2 la diferite valori A și v , pentru o densitate q și pentru un grup de valori $(\Delta t, \theta, f_1)$, unde pentru a exista un criteriu de comparație, din grupul $(\Delta t, \theta, f_1)$ numai una din mărimi a variat.

Se observă că o temperatură t_2 se poate obține cu o infinitate de grupuri de valori A și v , între care există corespondență și că această infinitate (A, v) va realiza la altă parametri $\Delta t, \theta, f_1$, aceeași temperatură a apei răcite, t_2 .

Deci grupul de valori A și V va corespunde unor turnuri de răcire cu tiraj forțat, echivalente cu turnul dat.

Un turn dat, avînd caracteristica termică A și prin care circulă aer cu viteza V , va răci un debit de apă dat, la aceeași temperatură, pentru un anumit grup $(\Delta t, \theta, f_1)$ ca și un alt turn cu aceeași geometrie cu a primului, dar avînd o caracteristică A mai mare și o viteză mai redusă a aerului, sau la fel cu un turn avînd o caracteristică termică A mai scăzută și o valoare mai mare a vitezei aerului vehiculat.

Același lucru poate fi demonstrat și pentru turnurile de răcire în curent transversal cu tiraj natural sau forțat.

5.3. Argumentarea teoretică a existenței turnurilor echivalente

- Pentru a explica cele relatate mai sus, se considerat cazul tirajului forțat.

Cunoscînd caracteristica ventilatorului și coeficientul de rezistență aerodinamică, se poate determina debitul de aer, deci și viteza, care va fi constantă pentru turnul dat, la o densitate de stropire q .

Se pornește de la ecuația bilanțului termic scrisă sub forma :

$$\rho_1 \cdot q \cdot c_1 \Delta t \cdot A_0 = 3600 \cdot \rho \cdot v \cdot \Delta i \cdot A_v = h \cdot \beta_{xv} \cdot \Delta i_m \cdot A_0 \quad / \text{Kcal/h} / \quad (5.5)$$

unde A_0 reprezintă secțiunea de trecere a apei, în m^2

- A_v - secțiunea de trecere a aerului, în m^2

La contracurent $A_0 = A_v$

- Δt - intervalul de răcire, în $^{\circ}C$

$$\Delta t = t_1 - t_2$$

- $t_1(t_2)$ - temperatura aerului la intrare, respectiv ieșirea din turn, în $^{\circ}C$

Tab.5.1. Valorile temperaturilor t_2 pentru un turn de răcire în contracurent, cu tiraj natural, la diferite valori A și q at θ_1 , φ_1

$H_T = 100\text{ m}$ $h = 1\text{ m}$

q $\frac{\text{m}^3}{\text{m}^2 \cdot \text{h}}$	Δt $^{\circ}\text{C}$	θ_1 $^{\circ}\text{C}$	φ_1 %	Temperaturile apei răcite t_2 ($^{\circ}\text{C}$)											
				$A = 5$ [kg/m^4]				$A = 10$ [kg/m^4]				$A = 15$ [kg/m^4]			
				$\varphi = 50$	$\varphi = 100$	$\varphi = 150$	$\varphi = 50$	$\varphi = 100$	$\varphi = 150$	$\varphi = 50$	$\varphi = 100$	$\varphi = 150$	$\varphi = 50$	$\varphi = 100$	$\varphi = 150$
4	4	10	30	23.99	26.49	27.49	16.75	18.75	19.75	13.66	15.66	16.66	16.66		
			90	25.65	28.15	29.15	19.46	21.21	22.21	16.64	18.14	19.39	19.39		
	40	30	38.57	40.07	40.57	35.56	35.81	36.56	34.62	35.37	35.37	35.37			
		90	44.8	46.05	46.55	41.73	42.48	42.98	40.62	41.24	41.74	41.74			
	12	10	30	34.01	37.01	39.01	24.32	26.82	28.82	19.48	21.98	23.48	23.48		
			90	35.63	37.63	39.63	25.88	28.38	29.88	21.70	24.20	25.20	25.20		
12	4	40	30	44.37	46.37	47.87	37.32	38.82	39.82	34.40	35.94	36.94	36.94		
			90	49.12	50.62	51.62	43.71	44.96	45.90	41.42	42.67	43.17	43.17		
	10	30	32.25	38.25	36.75	23.56	26.56	28.06	20.27	22.77	24.52	24.52			
		90	32.71	39.71	37.21	25.43	27.93	29.43	22.40	24.65	26.16	26.16			
	40	30	43.23	49.23	46.73	38.39	40.39	41.14	36.93	38.43	39.43	39.43			
		90	48.70	54.54	51.54	44.75	46.25	47.00	43.26	44.26	45.14	45.14			
12	10	30	43.40	58.40	49.40	33.20	37.20	39.20	28.77	31.77	34.27	34.27			
		90	33.95	59.45	49.45	34.28	37.78	39.78	29.82	33.32	35.32	35.32			
40	30	51.5	68.00	55.50	43.57	46.07	47.52	40.11	42.36	43.86	43.86				
		90	54.89	68.89	58.39	48.44	50.69	51.69	45.52	47.27	48.52	48.52			

Fig. 5.2a Determinarea turnurilor echivalente
 cu un turn cu tiraj natural in contracurent
 avind $H_T = 100\text{ m}$ și $h = 1\text{ m}$ pentru $q = 4\text{ m}^3/\text{m}^2\text{h}$
 $\theta_1 = 10^\circ\text{C}$ $\varphi_1 = 90\%$ la $\Delta t = 4^\circ\text{C}$ și $\Delta t = 12^\circ\text{C}$

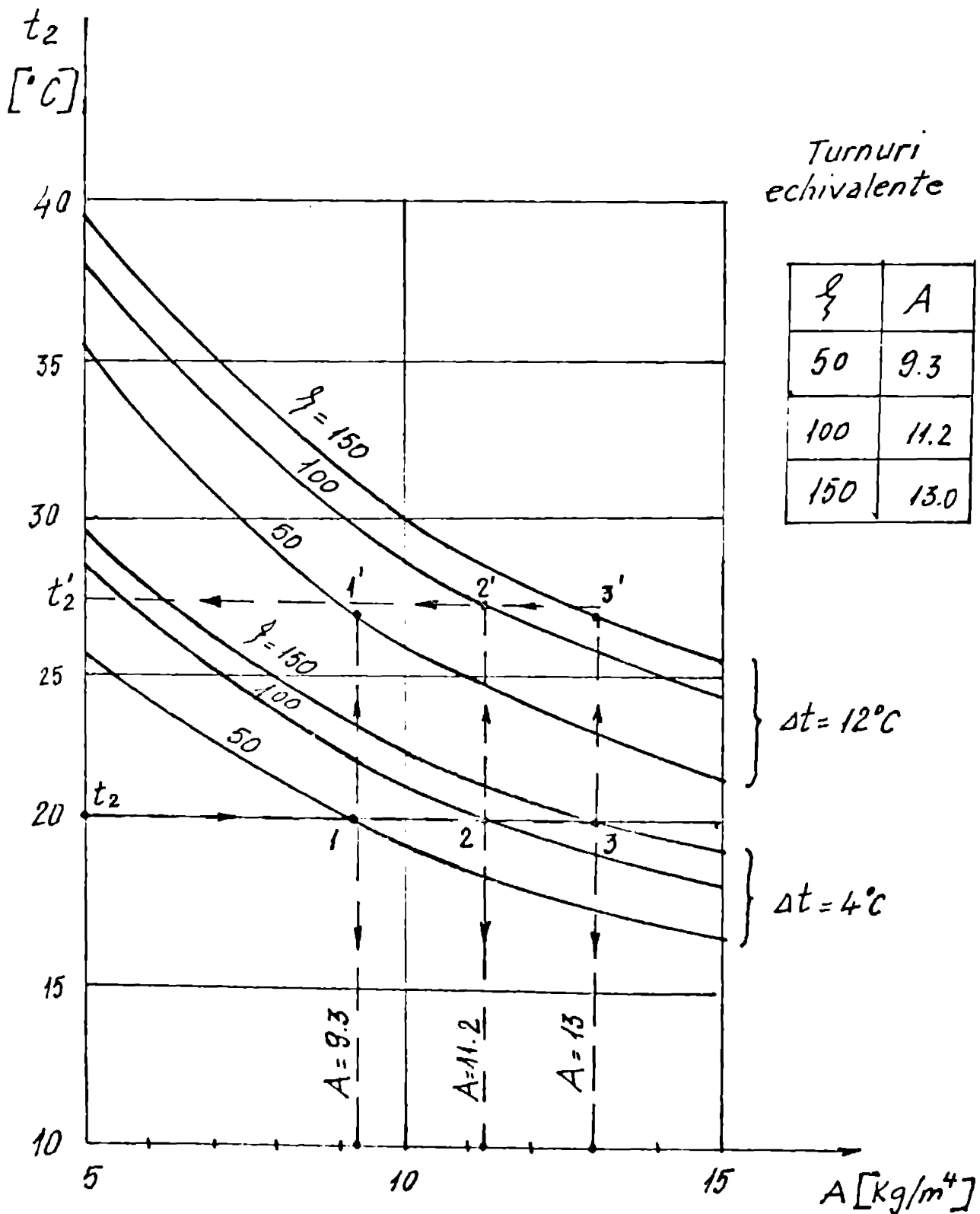


Fig. 5.2.b. Determinarea turnurilor echivalente
 cu un turn cu tiraj natural in contracurent
 avind $H_T = 100\text{m}$ și $h = 1\text{m}$ pentru $q = 4\text{m}^3/\text{m}^2\text{h}$.
 $\Delta t = 12^\circ\text{C}$ $f_1 = 30\%$ la $\theta_1 = 10^\circ\text{C}$ și $\theta_1 = 40^\circ\text{C}$

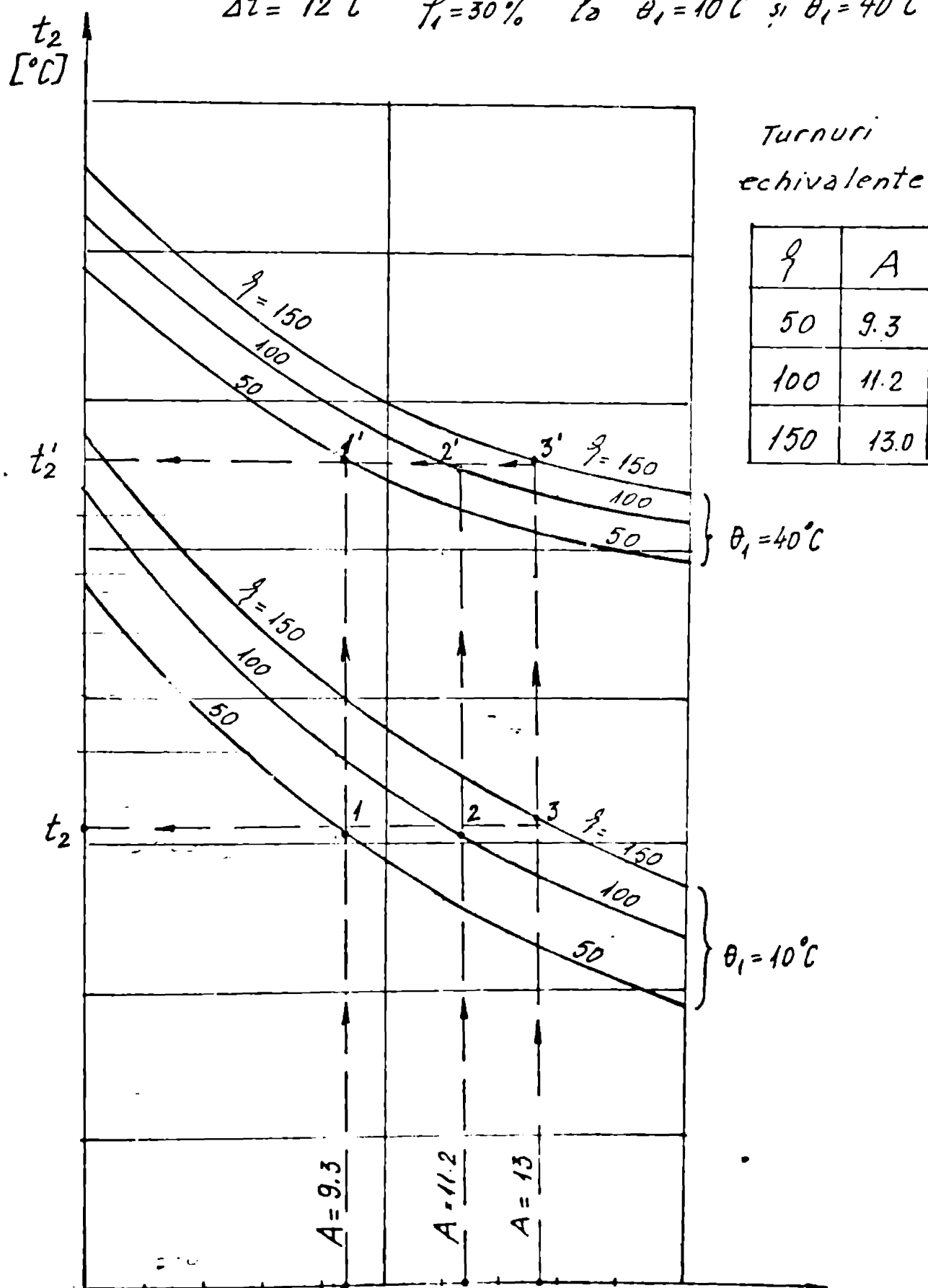
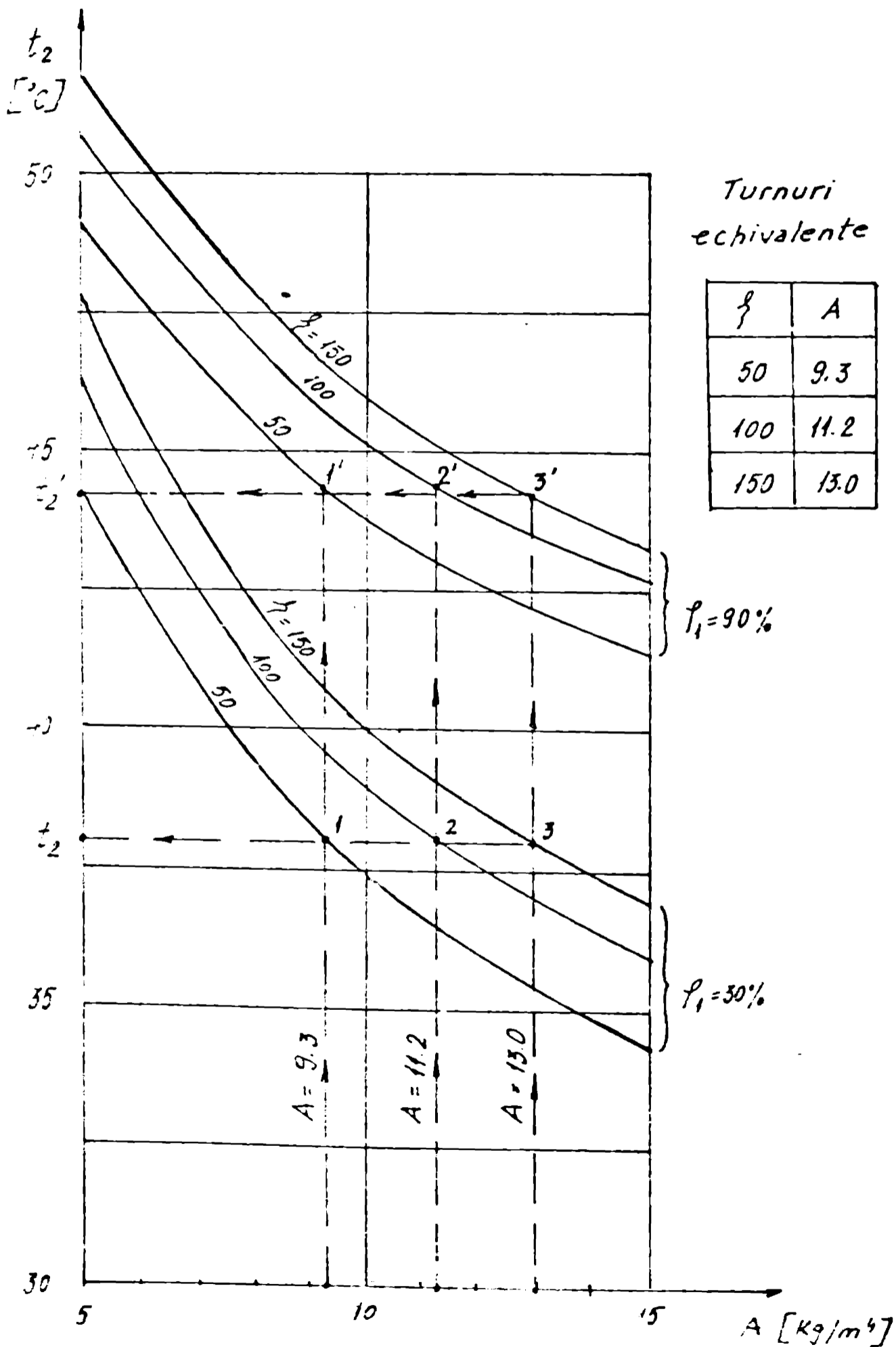


Fig 5.2c Determinarea turnurilor echivalente
 cu un turn cu tiraj natural in contracurent
 avind $H_T = 100\text{ m}$ și $h = 1\text{ m}$, pentru $q = 4\text{ m}^3/\text{m}^2\cdot\text{h}$
 $\Delta t = 12^\circ\text{C}$ $\theta_1 = 40^\circ\text{C}$ la $f_1 = 30\%$ și $f_1 = 90\%$



Tab. 5.2. Valorile temperaturilor t_2 pentru un turn de răcire în contracurenți
cu tiraj forțat la diferite valori A și q Δt θ_1 η

q $\frac{m^3}{m^2 \cdot h}$	Δt $^{\circ}C$	θ_1 $^{\circ}C$	η %	Temperatura apei răcite t_2 ($^{\circ}C$)											
				A = 5 [Kg/m^4]				A = 10 [Kg/m^4]				A = 15 [Kg/m^4]			
				v = 0.5	v = 1.5	v = 2.5	v = 0.5	v = 1.5	v = 2.5	v = 0.5	v = 1.5	v = 2.5	v = 0.5	v = 1.5	v = 2.5
4	4	10	30	29.68	18.53	15.09	21.62	12.64	9.65	17.92	9.94	7.71			
			90	31.22	22.22	18.57	24.04	16.22	14.08	21.26	14.36	12.40			
			30	38.68	32.08	30.15	33.07	28.62	27.21	31.64	27.23	26.29			
	12	40	90	46.14	41.91	40.57	42.67	39.80	39.00	41.42	39.11	38.59			
			30	44.7	32.16	26.06	35.03	21.69	17.25	30.12	17.28	12.93			
			90	45.38	33.14	28.29	36.38	24.2	20.07	31.96	20.00	16.32			
12	4	10	30	49.65	39.95	35.62	41.74	32.86	30.22	38.17	30.38	28.06			
			90	53.35	46.35	43.43	47.31	41.85	40.24	44.77	40.20	39.40			
			30	43.07	29.68	24.36	34.28	21.62	16.61	31.23	17.92	13.81			
	12	40	90	44.00	31.22	26.26	36.16	24.04	20.01	33.05	21.20	17.34			
			30	48.68	38.68	35.46	42.5	33.67	30.85	40.20	31.64	29.15			
			90	53.71	46.14	43.97	48.93	42.67	41.16	46.92	41.42	40.03			
12	10	30	57.99	44.70	38.49	49.35	35.03	28.82	45.66	30.12	23.80				
		90	59.05	45.38	39.42	50.47	36.38	30.08	46.50	31.59	25.80				
		30	61.00	49.65	44.85	53.74	41.74	37.09	50.19	38.17	33.80				
90	63.26	53.35	49.70	56.78	47.31	44.25	53.85	44.77	42.12						

Fig 5.3.0. Determinarea turnurilor echivalente cu un turn in contracurent cu tiraj forțat avind $h=1m$, pentru $q=4m^3/m^2h$ $\theta_1=10^\circ C$ $\varphi_1=90\%$ la $\Delta t=4^\circ C$ și $\Delta t=12^\circ C$

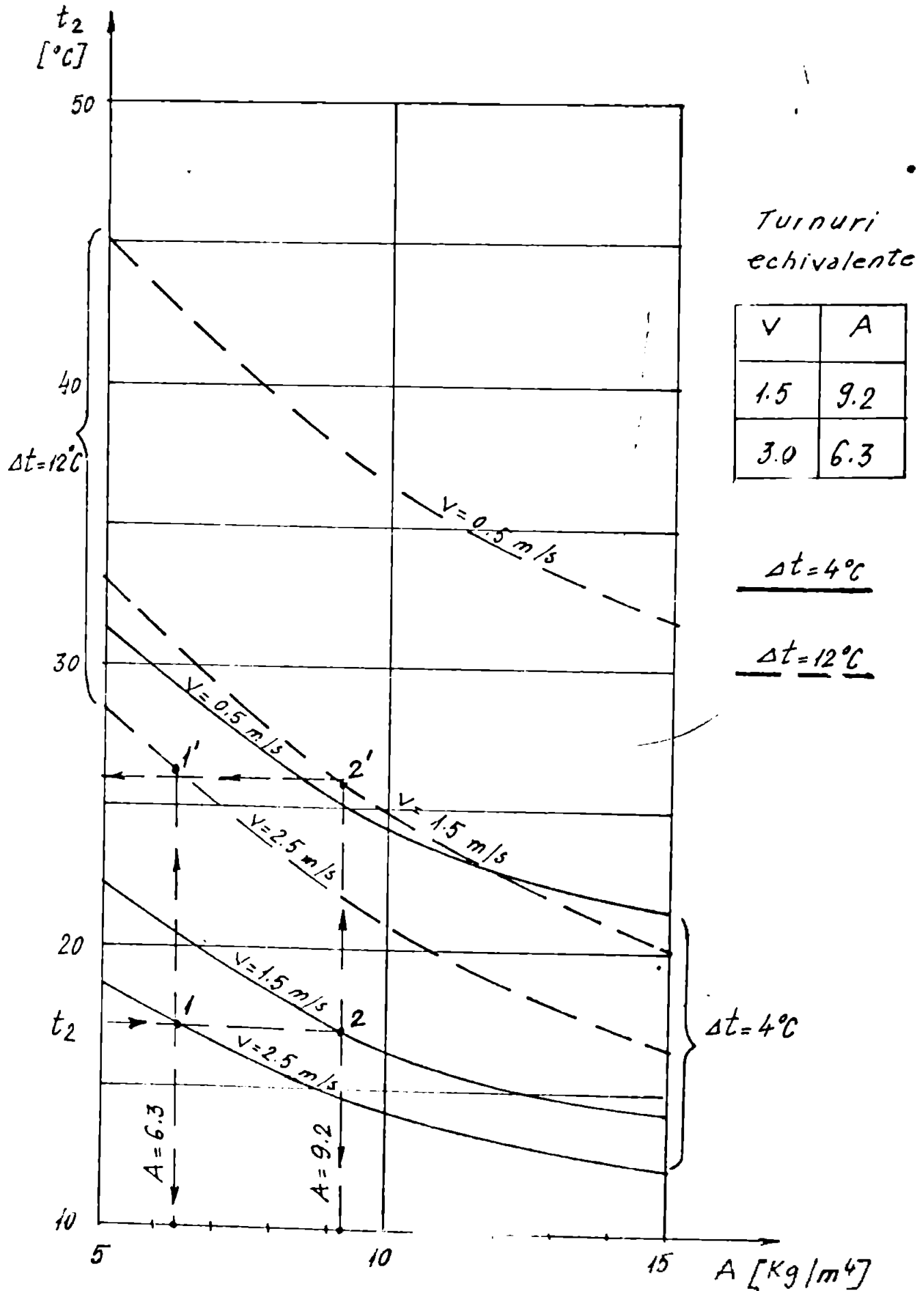


Fig. 5.3.b. Determinarea turnurilor echivalente cu un turn in contracurent cu tiraj forțat avind $h=1m$, pentru $q = 4 m^3/m^2 \cdot h$ $\Delta t = 12^\circ C$ $f_1 = 30\%$ la $\theta_1 = 10^\circ C$ și $\theta_1 = 40^\circ C$

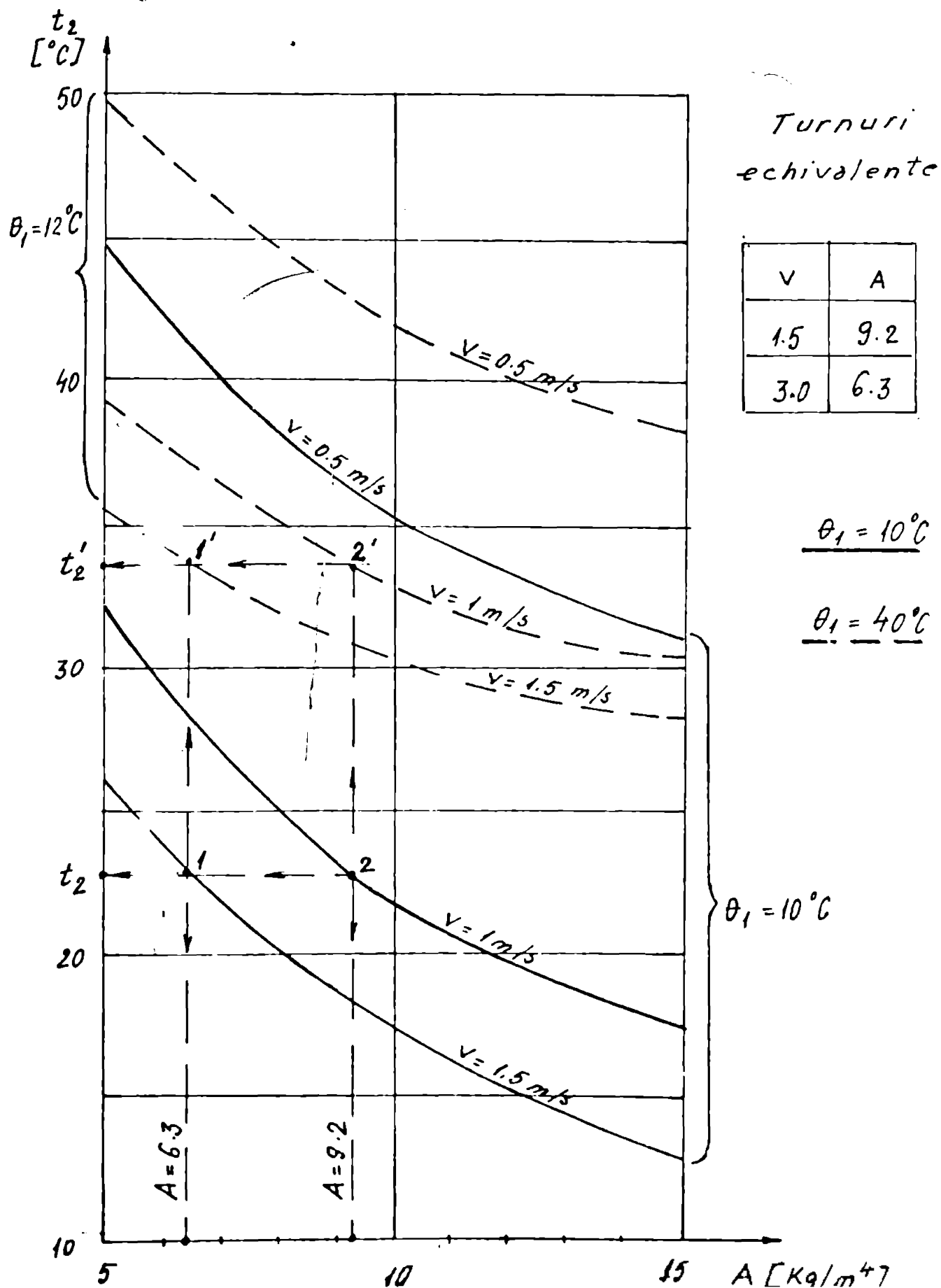
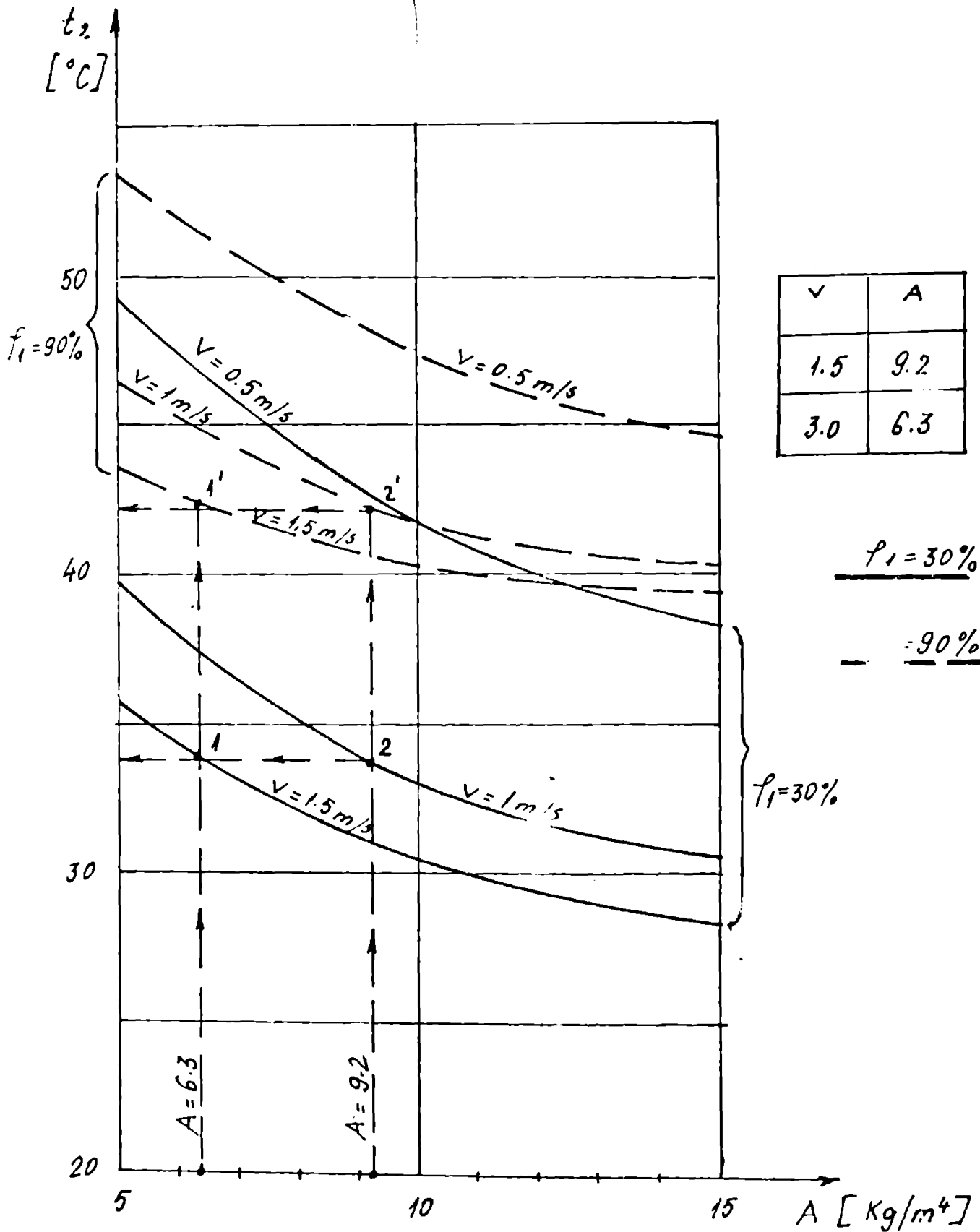


Fig. 5.3.C. Determinarea turnurilor echivalente: cu un turn, in contracurent cu tiraj forțat avind $h = 1m$ pentru $q = 4 m^3/m^2 \cdot h$, $\Delta t = 12^\circ C$, $\theta_1 = 40^\circ C$, la $f_1 = 30\%$ și $f_1 = 90\%$



- Δi - variația de entalpie a aerului în turn, în Kcal/Kg

$$\Delta i = i_2 - i_1$$

- $i_1(i_2)$ - entalpia aerului la intrare, respectiv la ieșirea din turn, în Kcal/Kg

- Δi_m - diferența medie de entalpie între cei doi agenți, în Kcal/Kg.

Semnificația celorlalte mărimi a fost dată anterior.

Se face simplificarea prin care se consideră că diferența medie de entalpie Δi_m dintre cei doi agenți este dată de diferența între entalpia aerului saturat i_m' la temperatura medie a apei t_m și entalpia medie a aerului din turn i_m , unde :

$$t_m = (t_1 + t_2)/2 \quad (5.6)$$

$$i_m = (i_1 + i_2)/2 \quad (5.7)$$

În acest caz relația (5.5) se mai poate scrie:

$$\rho_1 \cdot q \cdot c_1 \Delta t \cdot A_0 = 3600 \rho \cdot v \cdot (i_2 - i_1) A_v = h \beta_{xv} (i_m' - i_m) A_0 \quad (5.8)$$

Din primii doi termeni ai relației se obține:

$$i_2 = i_1 + \frac{\rho_1 q \cdot c_1 \Delta t \cdot A_0}{3600 \rho \cdot v \cdot A_v} \quad (5.9)$$

Din primul și ultimul termen al relației (5.8) și din relațiile (5.7) și (5.9) rezultă:

$$i_m' = \frac{\rho_1 q \cdot c_1 \Delta t}{h \beta_{xv}} + i_m = \frac{\rho_1 q \cdot c_1 \Delta t}{h \beta_{xv}} + \frac{\rho_1 q \cdot c_1 \Delta t \cdot A_0}{2 \cdot 3600 \rho \cdot v \cdot A_v} \quad (5.10)$$

Știind că :

$$\beta_{xv} = A \cdot q^m \cdot (3600 \cdot v)^n, \quad (5.11)$$

rezultă că pentru A , q și v date, β_{xv} va fi constantă.

Deci relația (5.10) se va putea scrie:

$$i_m' = i_1 + \Delta t \left(\frac{\rho_1 q \cdot c_1}{h \beta_{xv}} + \frac{\rho_1 q \cdot c_1 \cdot A_0}{7200 \rho \cdot v \cdot A_v} \right) \quad (5.12)$$

La o geometrie dată a turnului (inclusiv sistemul de răcire) pentru o anumită densitate de stropire q și o anumită viteză v , deci un β_{xv} de valoare dată, termenul cuprins între paranteze, din relația (5.11), va avea o valoare constantă (β).

Fiind seamă și de relația (5.11), acest termen c va fi dat de expresia :

$$c = \rho_1 q c_1 \left(\frac{1}{h A q^2 (3600 \cdot v)^2} + \frac{A_0}{7200 \rho v A_v} \right) \quad / \text{Kcal/Eg.gr}^{\circ}\text{C} \quad (5.13)$$

Această mărime va avea o valoare constantă deoarece h, A, q, v, A_0, A_v și ρ , au valori fixe.

Relația anterioară se mai poate scrie :

$$i_m' \approx i_1 + C \Delta t$$

Știind că i_m' corespunde temperaturii t_m ,

$$t_m \approx f(i_1, \Delta t)$$

Deoarece :

$$t_m = t_2 + \Delta t/2, \text{ rezultă :}$$

$$t_2 \approx f(i_1, \Delta t) \quad (5.14)$$

Deci pentru un turn la care q și v sînt date, temperatura apei răcite, t_2 , va fi funcție numai de entalpia aerului exterior (deci de parametrii aerului θ_1 și f_1), și de intervalul de răcire Δt .

Două turnuri avînd aceeași constantă C , vor produce aceeași răcire a apei pentru diferite valori ($\Delta t, \theta_1, f_1$), la un debit de apă dat ($q = ct$).

Relația (5.14) explică din ce cauză la tirajul forțat, pentru un grup (A, v) corespunde o infinitate de grupuri (A, v), cu care se realizează aceeași temperatură t_2 la un grup de valori ($\Delta t, \theta_1, f_1$), deci pentru un grup de valori ($\Delta t, i_1$), densitatea q fiind constantă.

- În cazul tirajului natural, viteza nu poate fi determinată prin calcul preliminar, așa cum se poate face la tirajul forțat, ci corelînd totdeauna fenomenul aerodinamic cu cel termic.

Din această cauză, pentru turnurile cu tiraj natural, nu s-a putut găsi o relație care să explice variația temperaturii apei t_2 funcție de parametrii ($\Delta t, \theta_1, f_1$) cînd geometria turnului și q sînt date.

La turnurile cu tiraj natural, mărimea C (vezi (5.13)) nu va avea o valoare constantă, deoarece viteza este în această situație o mărime variabilă ce va depinde nu numai de comportarea aerodinamică a turnului, dar și de modul în care are loc schimbul de masă și căldură.

Din relațiile (5.2) și (5.4) rezultă :

$$v = \sqrt{\frac{4.9.8.H_2 (\rho_1 - \rho_2)}{(\rho_1 + \rho_2)}}$$

Deci mărimea C va fi determinată și de viteza aerului prin turu care la rândul ei depinde de schimbul termic, ρ_2 fiind funcție și de geometrii (Δt , θ , f_1).

S-a demonstrat însă că și la tirajul natural există o infinitate de grupuri (A, ξ) de turnuri echivalente, deci ar trebui ca la aceste turnuri, pentru un grup (Δt , θ , f_1) pe lângă egalitatea temperaturilor t_2 și constantele C să fie egale.

Într-adevăr acest lucru se realizează la familia de turnuri echivalente, valorile "C" calculate prin program fiind trecute în (tab.5.3 b, tab.5.4 b, tab.5.5 b).

Analizând expresia mărinii C (5.13), se observă că în cazul turourilor echivalente din punct de vedere termic și aerodinamic, valorile C pot fi egale, deoarece la turnul avind caracteristicile A și ξ cu valori ridicate, β_{XV} va avea o valoare mare, dar viteza aerului va fi mai mică și invers, atunci cînd A și ξ au valori scăzute, astfel încît suma celor doi termeni ai mărinii C , va fi o constantă pentru familia de turnuri echivalente la un grup de valori (Δt , θ , f_1) și la q de o valoare dată.

Un turn avind caracteristicile A și ξ , pentru o altă densitate de stropire va avea aceeași caracteristică termică A , dar o altă caracteristică aerodinamică ξ .

5.4. Progrese de calcul pentru determinarea turourilor de răcire echivalente și pentru prelucrări date experimentale

5.4.1 Prezentarea schemelor logice

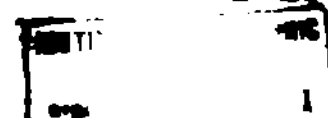
În cap.2, determinarea grupului de turnuri echivalente a fost efectuată pe cale grafică, această metodă fiind intuitivă, dar greoaie.

Atunci cînd trebuiau prelucrate date experimentale, cînd valorile q , Δt , θ , și f_1 sînt foarte diferite, se impune ca prelucrarea datelor să se facă pe baza unui program de calcul.

În acest sens a fost elaborat programul CONT 2, pentru turourile de răcire în contracurent (fig.5.4) și programul TOL 2, pentru turourile de răcire în curent transversal (fig.5.5).

Ambele programe rezolvă stit problemele legate de tirajul natural, cit și ale tirajului forțat.

Blocul de calcul termic pentru turourile în contracurent



(sau curent transversal) sînt similare celor expuse în cap.3, respectiv (cap.4) dar spre deosebire de cazurile anterioare, iterațiile se referă la aflarea vitezei care realizează condițiile de echilibru termic ($\Delta t \approx \Delta t^*$ sau $\beta_{xv} \approx \beta_{xv}^*$) și în a temperaturii apei, deoarece aceasta este dată.

Rezolvarea se va putea face prin toate cele patru metode, atât pentru contracurent cît și pentru curent transversal.

Fiind date caracteristicile geometrice ale turnului, încălzirea hidrolică q , intervalul de răcire Δt , parametrii aerului θ_1 și ρ_1 (sau k), temperatura apei la intrare, t_1 și a apei la ieșire din turn, t_2 , cît și caracteristica termică Λ , se află viteza V a aerului care trebuie să treacă prin turn pentru a realiza temperatura apei răcite t_2 .

Viteza V se presupune, iar temperaturile t_2 (pentru contracurent) și t_1 (pentru curent transversal), sînt date.

Intervalul de răcire este de asemenea cunoscut.

Se efectuează calculul termic.

Cînd entalpia aerului devine mai mare decît a apei, fapt ce contravine principiului II al Termodinamicii, se va corecta viteza aerului, mărindu-se (la programele CONT 1 (fig.3.1 b) și TRAN 1 (fig.4.1 b), această corecție se va efectua prin diminuarea temperaturii t_2 , respectiv t_1).

Prin metoda aproximațiilor succesive cu pas variabil (înjumătățit), dacă condițiile de echilibru termic nu sînt realizate, se modifică viteza aleasă în primă aproximație.

Cînd condițiile ($\beta_{xv} \approx \beta_{xv}^*$ sau $\Delta t \approx \Delta t^*$) sînt îndeplinite, valoarea V va reprezenta viteza aerului care circulă prin turn, va răci debitul de apă cunoscut de la t_1 la t_2 , temperaturi de asemenea cunoscute.

Cînd $\beta_{xv} > \beta_{xv}^*$, viteza va scădea și invers, în situația $\beta_{xv} < \beta_{xv}^*$, viteza va fi majorată.

Cînd $\Delta t > \Delta t^*$, viteza va crește, iar cînd $\Delta t < \Delta t^*$, viteza va fi diminuată.

În cazul tirajului forțat, viteza găsită reprezintă valoarea, care asociată caracteristicii Λ , răspunde datelor problemei.

La turnurile cu tiraj natural, pe baza acestei viteze se determină caracteristica aerodinamică ξ (corespondentă a valorii Λ) utilizînd relația :

$$\xi = \frac{2 H_T (\rho_1 - \rho_2)}{\rho_1 V^2}$$

Prin utilizarea acestui program se pot găsi vitezele echivalente pentru turnul cu tiraj forțat și rezistențele aerodinamice

Fig.5.4. SCHEMA LOGICA DE PRINCIPIU - CONT 2
 CONT2 reprezintă varianta CALC=2 a programului CONT

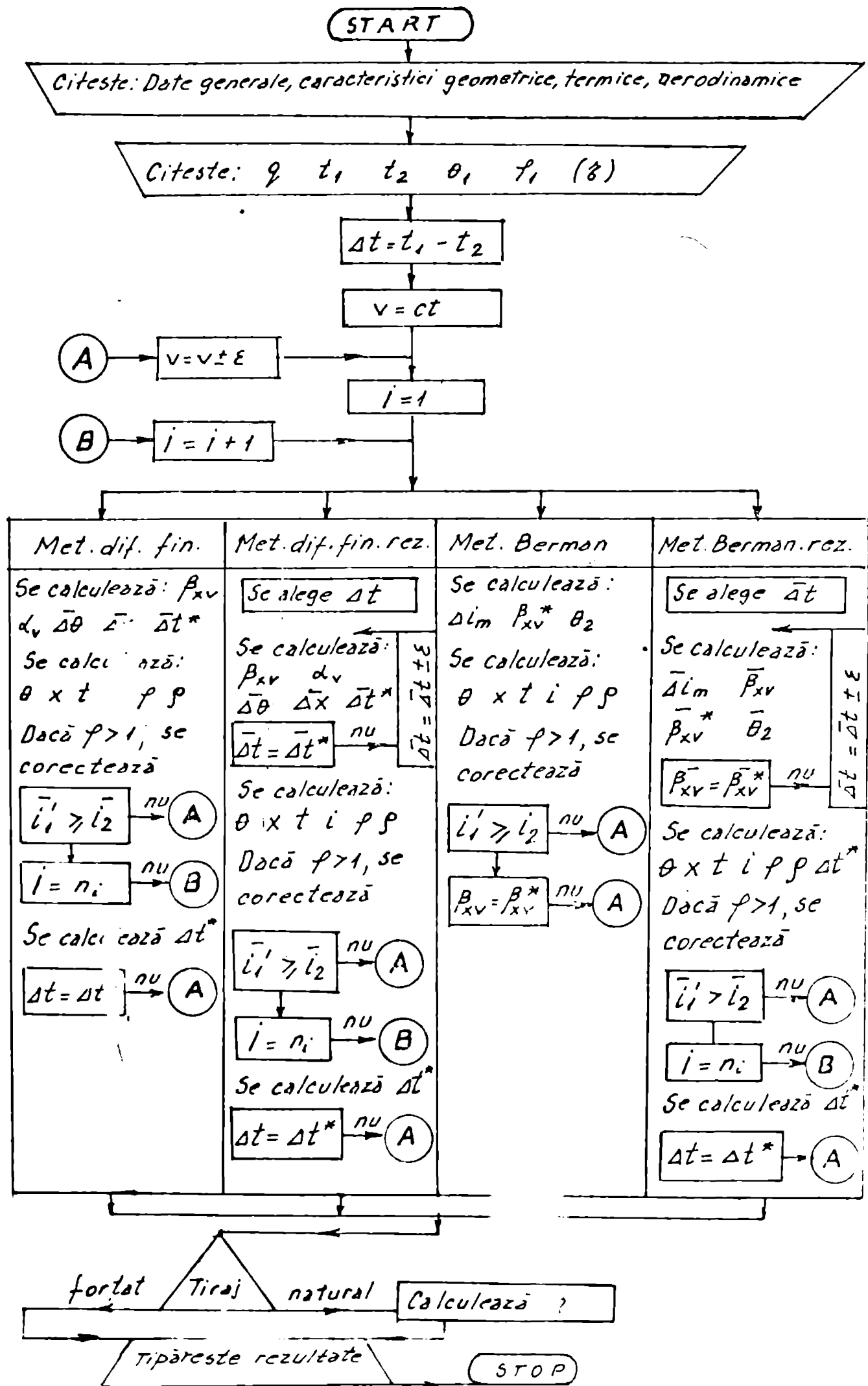
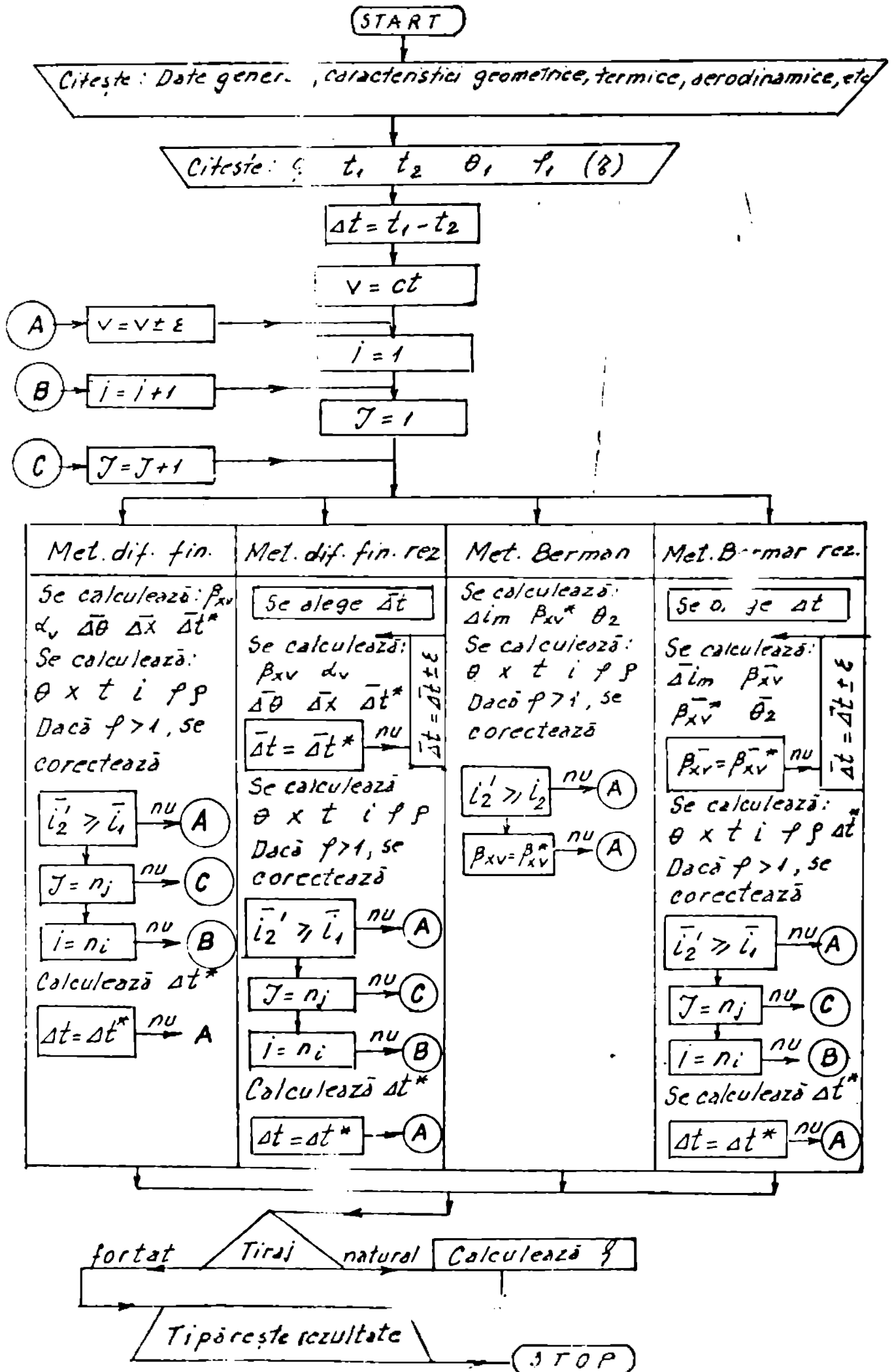


Fig. 55. Schema de principiu a metodei de calcul TRAN2
 TRAN2 reprezintă metoda CALC=2 a programului TRAN



echivalente pentru turnul cu tiraj natural.

5.4.2 Determinarea prin program a "turnurilor echivalente"

Prin utilizarea programelor de calcul fig.5.4 și fig.5.5 este posibilă determinarea grupului de turnuri echivalente.

- În cazul unui turn cu tiraj natural în contracurent, cunoscând geometria turnului, la o densitate a ploii q , se dau valori pentru un grup al mărimilor, $(\Delta t, \theta_1, f_1)$ și temperatura apei răcite t_2 .

Cu ajutorul programului (fig.5.4), pentru diferite valori ale caracteristicii A , se determină valoarea rezistenței aerodinamice echivalente, corespunzătoare fiecărei valori A , astfel încât toate turnurile să poată răci apa pînă la temperatura t_2 cerută.

Grupurile de valori (A, ξ) astfel găsite (tab.5.3 a) reprezintă o familie de turnuri echivalente.

Cu ajutorul programului (fig.3), dîndu-se diferite valori $(\Delta t, \theta_1, f_1)$, se determină temperaturile ce pot fi realizate cu aceste turnuri, rezultatele fiind trecute în tab.5.3 b.

În program se calculează și mărimile C .

Se observă că turnurile echivalente, în aceleași condiții, răcesc la fel, temperaturile t_2 fiind aceleași, ca și valorile C .

- Similar, pentru turnul în curent transversal, cu tiraj natural, utilizînd programul (fig.5.5), s-a determinat grupurile de turnuri echivalente (A, ξ) , care sînt prezentate în tab.5.4 a, după care, utilizînd programul (fig.4), se găsesc temperaturile t_2 și valorile C , ale familiei de turnuri echivalente (tab.5.4 b), remarcînd că pentru oricare grup de valori $(\Delta t, \theta_1, f_1)$, mărimile t_2 , respectiv C sînt aceleași.

Același lucru se poate spune și pentru turnul în curent transversal cu tiraj forțat.

Cu ajutorul programului (fig.5.5) se pot stabili grupurile de valori (A, V) , care vor reprezenta turnuri cu tiraj forțat echivalente, valorile fiind date în tab.5.5 a.

Utilizînd apoi programul (fig.4), se determină temperaturile t_2 și mărimea C , care sînt trecute în tab.5.5 b.

Se observă că se obțin aceleași temperaturi t_2 pentru diferite valori $(\Delta t, \theta_1, f_1)$ și practic aceeași valoare în toate situațiile pentru mărimea C .

- În toate cazurile prezentate, familia de turnuri echivalente este valabilă numai pentru un anumit debit de apă (o densitate q), deoarece s-a considerat că pentru un turn dat $\xi = f(v)$.

Deci pentru o valoare A a caracteristicii termice, se va găsi o singură valoare ξ (pentru turnurile cu tiraj natural) și o singură

100)

valoare v (pentru turnurile cu tiraj forțat).

Această ipoteză este valabilă numai pentru regimul de curgere turbulent.

În regia laminar, sau de tranziție, pentru o densitate ρ , ζ va depinde de viteză - $\zeta = f(v)$.

Această situație apare la turnurile cu tiraj natural, unde vitezele aerului sînt reduse.

- Să considerăm un turn cu tiraj natural în contracurent, avînd caracteristică termică Λ și o caracteristică $\zeta = f(v)$ dată în fig.5.6.

Cunoscînd geometria turnului, Λ și $\zeta = f(v)$, se determină pe baza programului (fig.3) valorile temperaturii apei răcite t_2 (tab.5.6).

La o altă valoare a caracteristicii Λ , pentru a se realiza aceleași temperaturi, vor trebui să existe alte valori ale caracteristicii ζ .

Aceste date se determină cu ajutorul programului (fig.5.4), pentru noua valoare Λ , aflîndu-se alte valori ζ și v pentru care răcirea va fi aceeași.

În fig.5.7, pentru fiecare grup de valori (ζ, v) se găsește un punct.

Printre punctele astfel determinate, se dăce noua caracteristică $\zeta = f(v)$.

Cu noua valoare Λ și noua curbă $\zeta = f(v)$, utilizînd programul (fig.3), se pot cunoaște temperaturile apei răcite.

Se observă că pentru un grup ($\Delta t, Q, \rho_1$) se obțin aceleași temperaturi t_2 pentru unele turnuri, care vor fi echivalente.

Rezultă că pentru un q dat, turnul avînd o caracteristică termică Λ și o caracteristică aerodinamică $\zeta = f(v)$, va fi echivalent cu un alt turn de răcire avînd altă caracteristică Λ , dar o altă curbă de variație $\zeta = f(v)$.

5.5. Determinarea turnului echivalent cu turnul real, în scopul stabilirii performanțelor turnului real

Pe baza celor expuse anterior, se poate obține diagrama reală de răcire a unui turn existent (curbele de performanță)

În acest sens au prelucrat date măsurate de ICEMENBERG la turnurile de răcire cu tiraj natural, în contracurent, de la centralele Rovinari /19/, București Sud /18/, Luduș /18/ și la turnul în curent transversal cu tiraj forțat, tip Hamoa, de la Iqalaita /17/.

Tab 5.3.a. Grupul de valori (A, β) pentru turnurile echivalente la contracurent cu tiraj natural

$$H_T = 30 \text{ m} \quad h = 2.5 \text{ m}$$

pentru $q = 3.2 \text{ m}^3/\text{m}^2 \text{ h}$ $\Delta t = 8.3^\circ\text{C}$ $\theta_1 = 23^\circ\text{C}$ $\beta = 55\%$ și $t_2 = 25.5^\circ\text{C}$

A	5	10	15
β	9.93	57.9	109.3

Tab 5.3.b Temperaturile apei răcite t_2 și valoarea C, pentru turnurile echivalente, la diferite valori de θ_1 , β și q dat

q $\frac{\text{m}^3}{\text{m}^2 \text{ h}}$	Δt $^\circ\text{C}$	θ_1 $^\circ\text{C}$	β %	Temperatura apei răcite t_2 ($^\circ\text{C}$)			Valoarea C [Kcal/kg. $^\circ\text{C}$]		
				A=5	A=10	A=15	A=5	A=10	A=15
3.2	7	0	50	8.05	40.59	1.234	1.236	1.241	
			90	11.60	11.84	1.170	1.820	1.201	
			30	27.38	28.03	1.883	1.901	1.928	
		30	90	33.02	32.79	1.554	1.560	1.572	
			50	11.70	11.54	1.167	1.170	1.172	
			90	13.05	12.77	1.134	1.134	1.138	
9	30	30	28.23	28.24	1.694	1.715	1.730		
		30	33.45	33.08	1.458	1.458	1.460		

NOTA
A [Kg/m²]

Tab. 5.4a. Grupul de valori (A, β) pentru turnurile echivalente in curent transversal, cu tiraj natural

$Re = 48.6m$ $Ri = 38.6m$ $H_T = 100m$ $h = 11.2m$
 pentru $q = 11 m^3/m^2h$ $\Delta t = 15^\circ C$ $\theta_1 = 30^\circ C$ $\varphi_1 = 60\%$ \rightarrow rezultă $t_2 = 30.4^\circ C$

A	1	3
β	5.21	24.7

Tab 5.4.b Temperaturile apei răcite t_2 și valoarea C, pentru turnurile echivalente, la diferite valori Δt , θ_1 , φ_1 și q dată

q $\frac{m^3}{m^2h}$	Δt $^\circ C$	θ_1 $^\circ C$	φ_1 %	Temperatura t_2 [$^\circ C$]		C [Kcal/kg $^\circ C$]	
				A=1 $\beta = 5.21$	A=3 $\beta = 24.7$	A=1 $\beta = 5.21$	A=3 $\beta = 24.7$
11	5	5	60	10.33	10.83	1.285	1.260
		30	60	29.13	29.14	1.790	1.745
	15	5	60	15.49	14.83	0.975	0.968
		30	60	30.65	30.18	1.229	1.220

NOTĂ
 A [Kcal/m⁴]

Tab. 5.5a Grupul de valori (A, v) pentru turnurile echivalente
in curent transversal, cu tiraj forțat.

$$Re = 48.6m \quad Ri = 38.6m \quad h = 11.2m$$

pentru $q = 11 \text{ m}^3/\text{m}^2\text{h}$ $\Delta t = 10.1^\circ\text{C}$ $\theta_1 = 30.2^\circ\text{C}$ $\rho_1 = 58\%$ → rezultă $t_2 = 27.3^\circ\text{C}$

A	1	3
v [m/s]	3.7	2.0

Tab. 5.5.b Temperaturile apei răcite t_2 și valoarea C, pentru turnurile
echivalente, la diferite valori at, θ_1 , ρ_1 și q dat

q $\frac{\text{m}^3}{\text{m}^2\text{h}}$	Δt $^\circ\text{C}$	θ_1 $^\circ\text{C}$	ρ_1 %	Temperatura t_2 [$^\circ\text{C}$]		C [Kcal/kg $^\circ\text{C}$]	
				A=1 v=3.7	A=3 v=2	A=1 v=3.7	A=3 v=2
11	5	5	60	8.05	8.51	0.948	0.957
				25.87	25.88	0.953	0.960
	15	5	60	14.78	14.9	0.95	0.959
				28.55	28.32	0.954	0.963

NOTĂ
A [Kg/m⁴]

TURN CU TIRAJ NATURAL ÎN CONTRACURRENT

$H_T = 30\text{ m}$ $h = 2.5\text{ m}$ $q = 6\text{ m}^3/\text{m}^2\text{ h}$

Fig. 5.6 Curba $\varphi = f(v)$ pentru $A = 5\text{ Kg/m}^4$

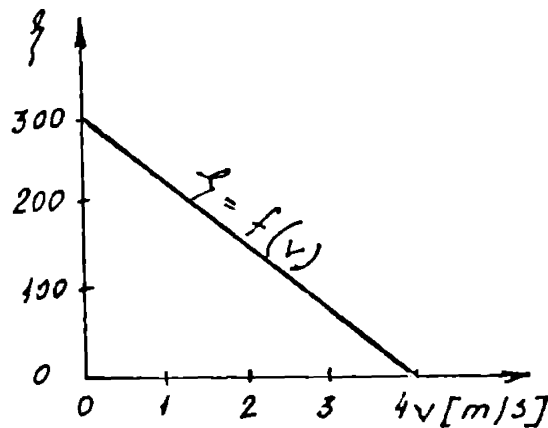
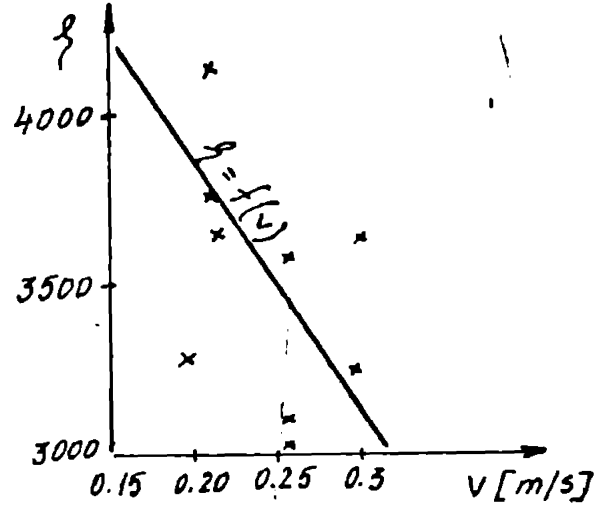


Fig. 5.7 Curba $\varphi = f(v)$ pentru $A = 15$



Tab. 5.6 Comparație între turnurile echivalente.

q $\frac{\text{m}^3}{\text{m}^2\text{ h}}$	Δt $^{\circ}\text{C}$	θ_1 $^{\circ}\text{C}$	φ %	A = 5		A = 15	
				t_2 [$^{\circ}\text{C}$]	v [m/s]	φ	t_2 [$^{\circ}\text{C}$]
6	5	0	60	31.78	0.25	3055	31.83
		20	60	40.12	0.21	3636	40.38
		40	60	48.74	0.19	3268	48.50
	10	0	60	40.26	0.29	3273	40.25
		20	60	46.08	0.26	3089	45.38
		40	60	52.93	0.21	3829	52.79
	15	0	60	44.45	0.29	3670	43.47
		20	60	49.20	0.26	3616	47.88
		40	60	55.08	0.21	4200	54.09

NOTA: A [Kg/m⁴]

Personal, am efectuat măsurători la turnul de răcire de la CST - I.P.B.

Pentru aceasta, vor exista mai multe etape:

1) Etapa I

- Se cunosc sau se stabilesc :

- a) caracteristicile geometrice ale turnului (coajă, sistem răcire)
- b) caracteristica termică λ a sistemului de răcire pe baza datelor experimentale din laborator, pentru tipul respectiv de sistem de răcire.

Valoarea λ se determină raportând tot schimbul de masă și căldură (de deasupra, din și de sub sistemul de răcire), numai la volumul sistemului de răcire V

$$\lambda = \frac{\sum A_i V_i}{V} \quad \text{Kg/m}^4$$

Pentru întocmirea diagramei de răcire, toate mărimile referitoare la geometria și la caracteristica λ , în cazul în care ele nu se cunosc precis, vor putea fi luate orientativ.

- Se măsoară :

- a) debitul de apă și se determină q
- b) parametrii aerului exterior θ_1 și f_1
- c) temperaturile apei t_1 și t_2

Rezultatele acestei etape sînt trecute în tabelele (tab.5.7, tab.5.8, tab.5.9, tab.5.10, tab.5.11).

2) Etapa a II-a

Utilizînd programele de calcul (fig.5.4 și fig.5.5) se prelucreză datele măsurate, pentru caracteristica λ a turnului, determinîndu-se valorile vitezei aerului prin turn, care pot realiza o valoare a temperaturii t_2 , egală cu cea măsurată pentru valorile q și (Δt , q , f_1) măsurată.

În cazul tirajului natural se determină și rezistențele aerodinamice echivalente.

Valorile ξ și v (sau m sau v pentru tirajul forțat) sînt trecute în tabelele (tab.5.7, tab.5.8, tab.5.9, tab.5.10, tab.5.11)

Pentru tirajul natural, în figurile (fig.5.8, fig.5.9, fig.5.10, fig.5.11), se găsesc grupurile de puncte (ξ, v) date în tabelele de mai sus, trăsîndu-se printre puncte curbile $\xi = f(v)$.

- Pentru tirajul forțat, avînd caracteristica termică λ și viteza, se poate întocmi diagrama de răcire pentru o densitate a ploii q , utilizînd programul (fig.4).

- Determinarea curbelor de performanță la turnurile cu tiraj natural, este de asemenea posibilă.

Cunoscîndu-se caracteristica λ și curbe de variație a

11e)

rezistenței aerodinamice $\zeta = f(v)$ la densitatea ρ , pe baza programului (fig.3) se poate întocmi diagrama de răcire reală (curba de performanță).

Pe baza datelor obținute prin rulara programelor (fig.3) sau (fig.4), se obțin valorile temperaturilor apei răcite pentru densitatea ρ măsurată și la diferite valori Δt , θ_1 , f_1 , care apoi pot fi prelucrate grafic, obținându-se curbele de performanță de tipul celor din fig.5.1.

Etapa a III-a

Această etapă este utilizată doar pentru verificare.

În cazul tirajului forțat, având A și v se determină prin programul (fig.4) temperaturile apei răcite t_2 , la valorile ρ , Δt , θ_1 , f_1 , măsurate și se compară aceste valori cu temperaturile t_2 măsurate (tab.5.11).

La tirajul natural, cunoscând A și $\zeta = f(v)$, cu ajutorul programului (fig.3) se face aceeași verificare ca la tirajul forțat, valorile calculate t_2 fiind trecute în tabelele (tab.5.7, tab.5.8, tab.5.9 și tab.5.10).

Dacă din punctul de vedere teoretic, familiile de turnuri echivalente realizează practic aceeași temperatură t_2 , la turnurile din natură, diferența între valorile obținute cu turnul real și cu turnul echivalent celui real (determinat la etapa a II-a) va fi ceva mai mare, aceasta datorându-se și faptului că regimul de lucru al turnului nu este perfect staționar, el prezentând fluctuații, mai ales datorită perturbațiilor exterioare.

Din analiza tabelului (tab.5.11) se observă că în cazul tirajului forțat, se determină practic aceeași viteză, indiferent de valorile (Δt , θ_1 , f_1) pentru densitatea ploii ρ , deci la aceste turnuri, curgerea este turbulentă.

La turnurile cu tiraj natural, $\zeta = f(v)$ (vezi fig.5.8, fig.5.9, fig.5.10, fig.5.11) regimul de curgere va fi laminar, în zona de tranziție și chiar turbulent la viteze mai mari, cînd ζ devine aproape constantă.

Cu creșterea vitezei, rezistența aerodinamică a turnului scade.

Curbele $\zeta = f(v)$ au fost trasate pe cale grafică.

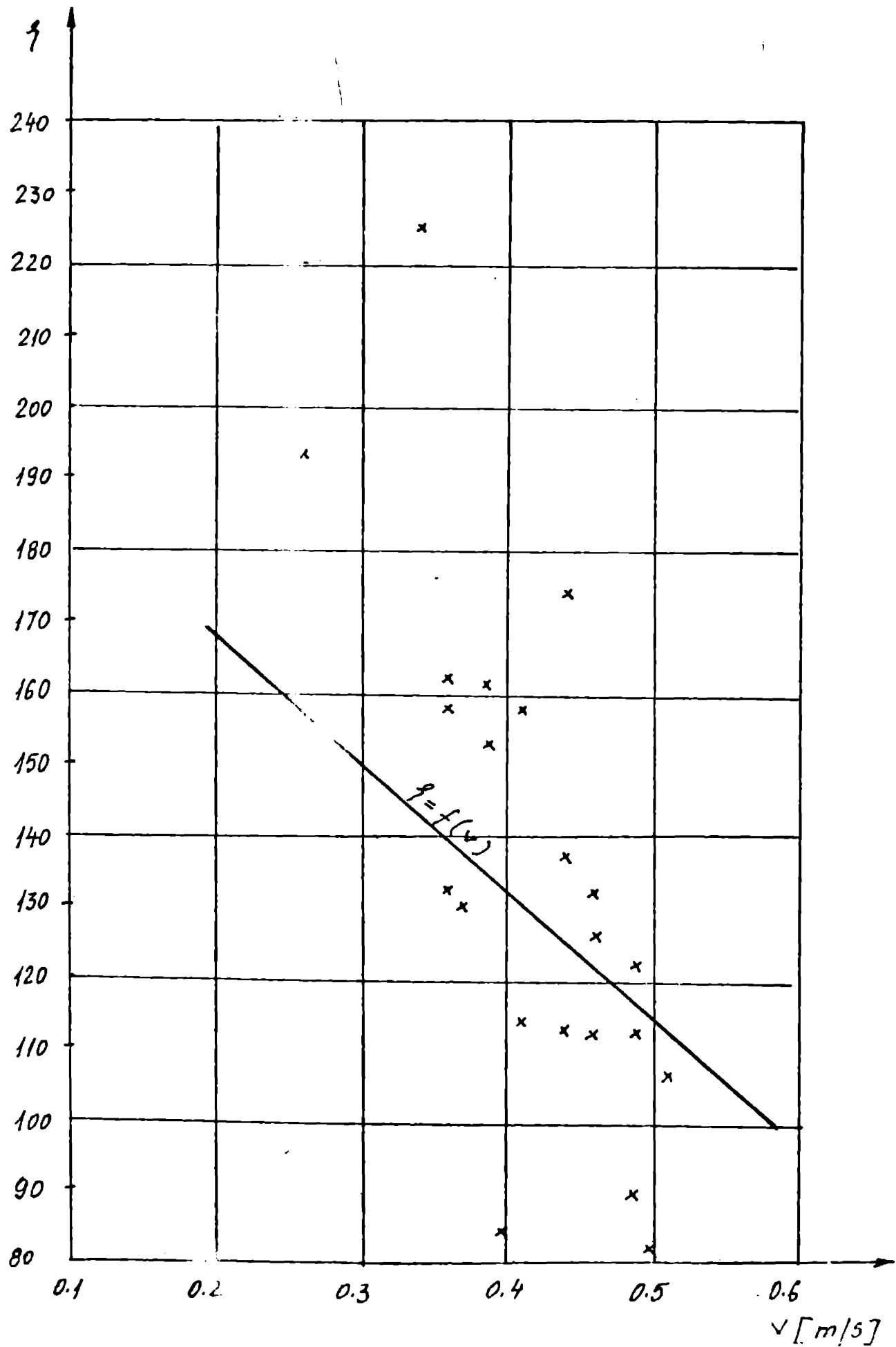
Deoarece în domeniul rezistențelor aerodinamice cu valori scăzute, o variație $\Delta \zeta$ produce o variație a temperaturii apei răcite Δt_2 , mai mare decît în domeniul valorilor ridicate ale lui ζ (vezi 5.2.1), curbele $\zeta = f(v)$ nu vor fi la mijlocul zonei, ci deplasate spre valorile ζ scăzute și mai orizontale.

Tab. 5.7 Valorile parametrilor măsurati și comparația între t_2 măsurat și t_2 calculat la turnul de răcire în contracurent cu tiraj natural de la CET-I.P.B.

Sistem răcire: plăci plane $H_T=30m$ $h=2.5m$ $q=3.2m^3/m^2h$
 $A_0 = 200 m^2$

Δt °C	θ_1 °C	ρ_1 %	t_1 °C	t_2 °C	$A=6 [Kg/m^4]$		
					ξ	$v[m/s]$	$t_2 [°C]$
7.5	14.0	57	29.0	21.5	125	0.46	20.98
7.5	9.6	75	28.5	21.0	174	0.44	19.41
7.6	17.4	56	30.0	22.4	82	0.50	23.40
8.2	17.4	39	32.1	23.9	158	0.41	22.85
6.4	22.0	37	30.5	24.1	84	0.4	25.18
7.5	25.0	38	35.0	27.5	161	0.36	26.86
8.0	26.6	53	38.5	30.5	225	0.34	28.76
4.0	28.2	57	34.0	30.0	193	0.26	29.26
7.0	29.2	49	37.0	30.0	131	0.36	30.08
7.8	29.7	47	38.2	30.4	130	0.37	30.69
8.8	25.8	40	37.0	28.2	153	0.39	27.77
8.8	28.8	32	38.6	29.8	159	0.36	28.81
9.0	14.4	48	30.5	21.5	105	0.51	21.33
8.3	14.4	48	29.8	21.5	112	0.49	21.31
7.3	14.4	48	28.8	21.5	137	0.44	21.00
8.7	15.6	48	31.5	22.8	132	0.46	22.19
9.0	14.0	51	30.8	21.8	123	0.49	21.34
8.4	22.8	45	35.4	27.0	161	0.39	26.61
8.5	21.0	53	33.2	24.7	90	0.49	25.91
8.5	20.4	58	33.9	25.4	113	0.46	25.47
8.0	25.7	50	36.0	28.0	117	0.41	28.70

Fig. 5.8 Variația coeficientului de rezistență aerodinamică, η , funcție de viteza aerului prin turn, v , pentru: $q = 32 \text{ m}^3/\text{m}^2\cdot\text{h}$ la CET I.R.B.

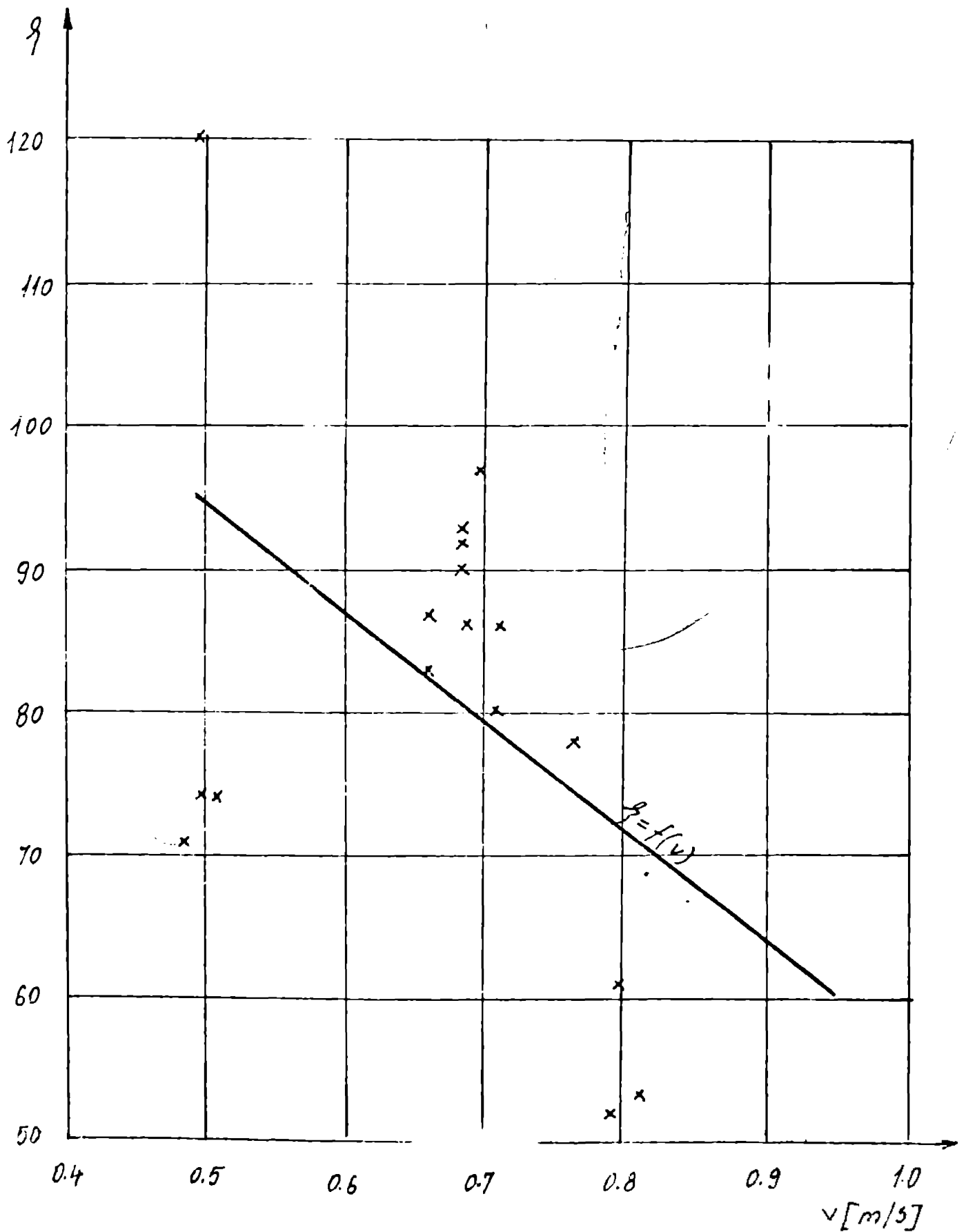


Tab. 5.8 Valorile parametrilor mäsurați și comparația între t_2 mäsurat și t_2 calculat, la turnul de răcire în contracurent cu tiraj natural de la CTE Luduș sistem răcire: plăci plane $H_T=50m$ $h=2.5m$ $q=6m^3/m^2h$
 $A_0=2000m^2$

Δt °C	θ_1 °C	f_1 %	t_1 °C	t_2 °C	$A = 6 [Kg/m^4]$		
					ξ	$v[m/s]$	$t_2[°C]$
8.6	28.0	46	37.6	29.0	52	0.79	30.47
9.1	23.8	50	37.6	28.5	74	0.51	28.10
9.0	24.3	49	37.8	28.8	71	0.49	28.30
9.0	26.9	38	38.1	29.1	71	0.49	29.19
9.1	27.4	39	38.1	29.0	74	0.50	29.73
9.0	24.2	52	36.9	27.9	61	0.80	28.52
9.0	26.7	45	37.3	26.3	53	0.81	29.30
9.3	22.2	30	37.1	27.8	93	0.69	27.14
9.2	24.4	31	37.1	27.9	92	0.69	27.30
9.2	24.7	30	37.4	28.2	91	0.69	27.45
7.9	21.0	57	35.2	27.3	77	0.70	26.5
8.5	22.3	51	36.2	27.7	76	0.71	27.25
8.7	24.1	44	36.9	28.2	70	0.71	27.97
8.9	26.9	32	37.2	28.3	75	0.69	28.42
3.0	7.4	61	19.6	16.6	81	0.50	16.32
3.8	7.4	63	19.8	16.0	87	0.66	15.85
3.5	6.4	60	18.1	14.6	83	0.66	15.04
4.1	1.0	78	16.0	11.9	78	0.70	11.43
3.2	0.7	94	14.4	11.2	90	0.6	10.6

Fig. 5.9 Variația coeficientului β funcție
de viteza aerului prin turn
pentru $q = 6 \text{ m}^3/\text{m}^2 \text{ h}$ la

C.T.E. Luduș

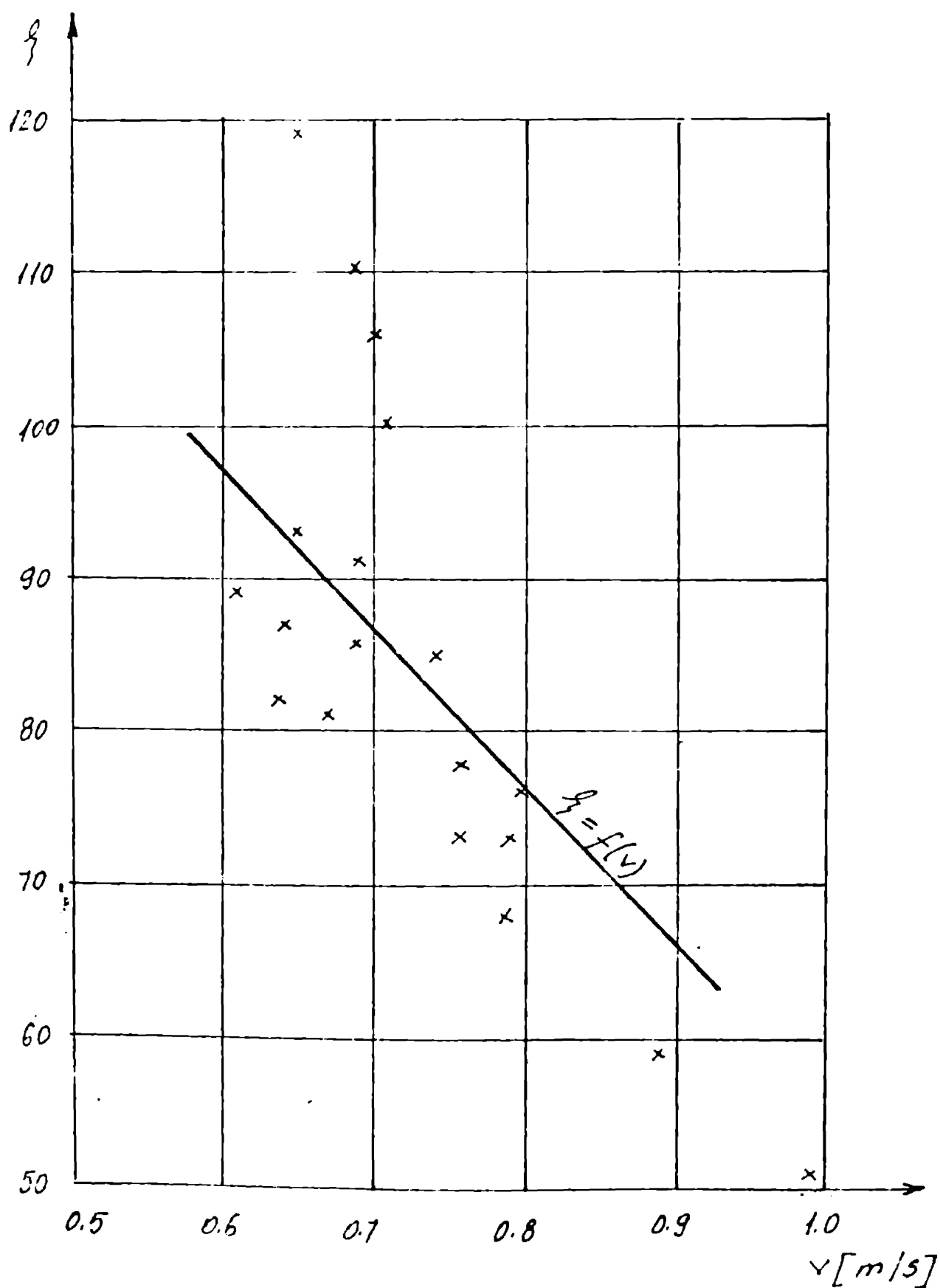


Tab. 5.9 Valörile parametrilor mäsurați și comparația între t_2 mäsurat și t_2 calculat la turnul de rãcire în contracurent cu tiraj natural de la CET București-Sud sistem rãcire: plãci plane $H_T=50m$ $h=2.5m$ $q=5.5 m^3/m^2h$

$$A_0 = 2000 m^2$$

Δt °C	θ_1 °C	φ_1 %	t_1 °C	t_2 °C	$A=6 [kg/m^4]$		
					q	$v[m/s]$	$t_2[°C]$
11.8	30.1	40	43.1	31.3	91	0.69	31.47
11.8	31.3	37	43.4	31.6	86	0.69	31.90
11.4	31.8	35	43.4	32.0	93	0.65	38.21
13.3	28.0	34	42.6	29.3	73	0.79	29.64
13.2	29.4	32	43.0	29.8	73	0.76	30.38
12.9	34.2	32	45.6	32.7	81	0.67	33.42
12.8	36.0	28	46.2	33.4	82	0.64	34.37
13.5	36.3	27	47.2	33.7	87	0.64	34.22
14.8	22.4	49	41.2	26.4	51	0.99	26.73
13.3	23.8	47	41.8	28.5	70	0.80	27.86
12.3	26.8	52	44.2	31.9	111	0.65	30.21
12.3	27.2	56	43.9	31.6	111	0.70	30.74
12.6	28.5	48	44.3	31.7	111	0.69	30.78
13.0	28.2	43	44.0	31.0	110	0.71	30.13
13.4	29.6	39	44.1	30.7	118	0.76	30.83
13.3	22.6	44	40.0	26.7	111	0.89	26.97
13.6	23.7	39	40.4	26.8	119	0.89	27.41
8.8	22.7	82	38.0	29.2	85	0.74	29.24
9.0	24.0	78	38.7	29.3	68	0.79	29.92

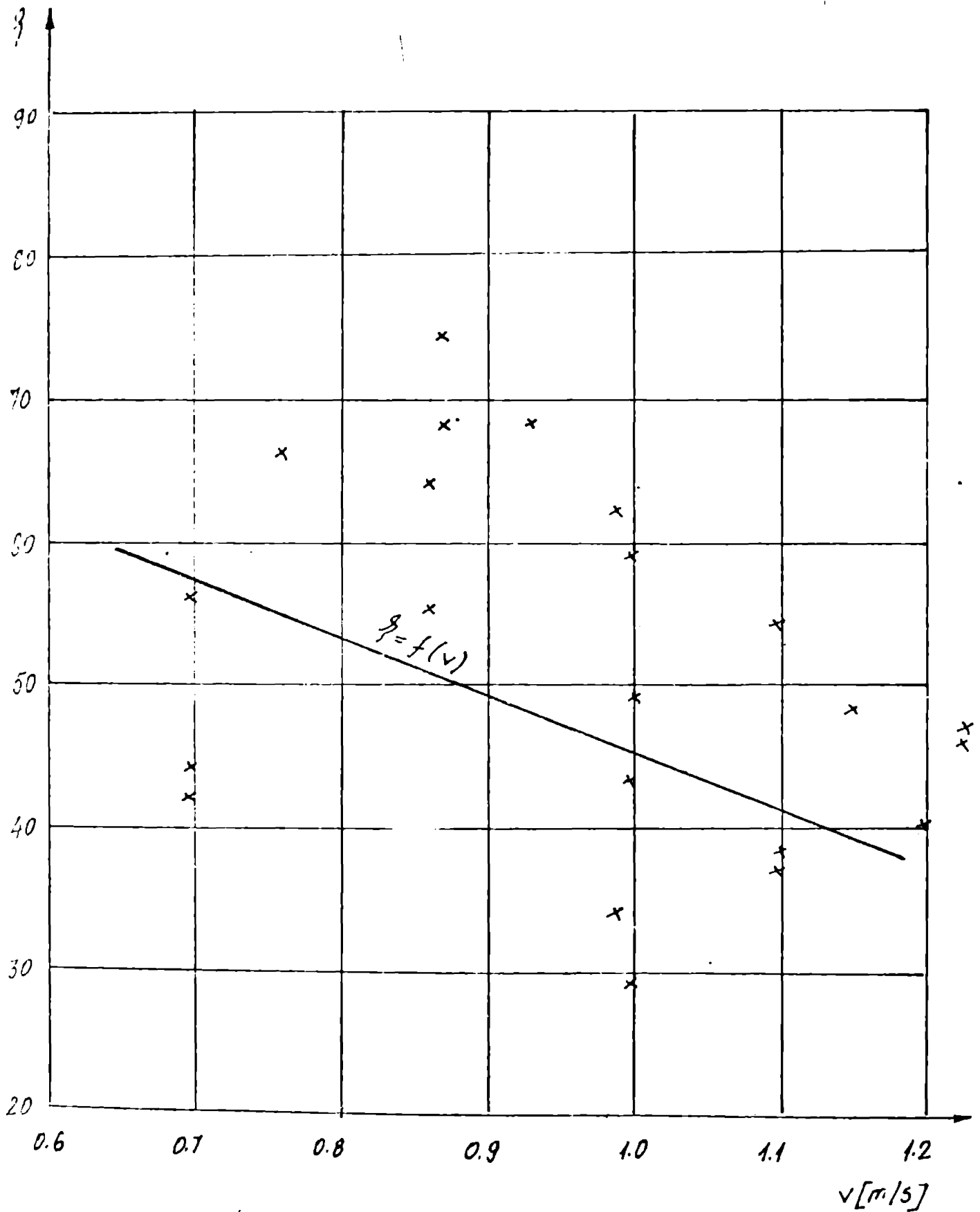
Fig. 10 Variația coeficientului de rezistență aerodinamică ξ , funcție de viteza aerului prin turn, v , pentru $q = 5.5 \text{ t/m}^2\text{h}$ de la GET București - Sud



Tab. 5.10 Valorile parametrilor mäsurați și comparație
 între t_2 mäsurat și t_2 calculat, la turnul de răcire
 în contracurent-tiraj natural de la CTE. Rovinari.
 Sistem răcire: plăci ondulate $H_T = 100m$ $h = 1m$ $q = 6.7m^3/m^2h$
 $A_0 = 4800m^2$

Δt °C	θ_1 °C	ρ_1 %	t_1 °C	t_2 °C	$A = 11 [Kg/m^4]$		
					ξ	$v [m/s]$	$t_2 [°C]$
4.5	30.9	39	33.6	29.1	44	0.70	29.26
5.1	30.4	41	34.1	29.0	42	0.70	29.41
4.8	29.9	45	34.2	29.4	56	0.70	29.21
5.0	28.3	54	34.4	29.4	56	0.76	28.90
5.7	23.7	71	33.9	28.2	74	0.87	27.18
6.1	23.0	69	33.7	27.6	58	0.93	26.79
6.1	22.1	79	33.5	27.4	52	0.99	26.75
6.9	16.5	95	31.3	24.4	54	1.10	24.09
7.1	1.0	91	31.3	24.2	47	1.23	24.48
7.0	17.2	90	31.3	24.3	46	1.23	24.49
6.5	18.6	84	31.3	24.8	48	1.15	24.82
6.4	19.9	81	31.4	25.0	40	1.20	25.49
5.7	22.6	72	31.6	25.9	57	1.10	26.46
5.5	15.2	62	32.6	25.1	39	1.00	28.33
5.5	28.4	61	35.4	29.9	55	0.86	29.66
5.7	27.0	65	35.4	29.7	54	0.86	29.09
5.9	26.1	67	35.3	29.4	68	0.87	28.72
4.7	24.0	67	30.8	26.1	58	1.10	26.70
6.5	19.3	86	32.4	25.9	53	1.00	25.40
6.2	22.6	71	32.6	26.4	49	1.00	26.68
6.1	23.5	65	32.5	26.4	43	1.00	26.94

Fig. 5.11 Variația coeficientului de rezistență aerodinamică ξ , funcție de viteza aerului din turn, v , pentru $q = 6,7 \text{ m}^3/\text{m}^2\text{h}$ la C.I.E. Rovinari



Tab. 5.11. Valorile parametrilor măsurați și comparația între t_2 măsurat și t_2 calculat, la turnul de răcire în curent transversal de la CET Isalnița

Sistem răcire: sîpci $Re = 25m$ $Ri = 145m$ $h = 10m$ $q = 15m^3/m^2h$

$v_{mediu} \approx 1.75 m/s$

Δt °C	θ_1 °C	ρ_1 %	t_1 °C	t_2 °C	$A = 2 [Kg/m^4]$	
					$v [m/s]$	$t_2 [°C]$
6.4	24.1	59	32.2	25.8	1.7	25.42
7.3	18.8	49	30.7	23.4	1.7	22.48
7.2	20.2	48	30.9	23.7	1.7	22.96
7.2	21.2	47	31.0	23.8	1.7	23.34
8.0	16.5	30	29.2	21.2	1.7	20.80
7.3	21.2	36	30.9	23.6	1.6	22.49
6.5	12.7	52	25.4	18.9	1.8	19.05
5.8	14.7	45	24.4	18.6	1.8	18.87
5.7	15.6	45	24.9	19.2	1.8	19.26
6.8	15.8	41	27.4	20.6	1.7	20.17
6.9	19.4	26	27.7	20.8	1.8	20.65
6.6	20.1	31	27.6	21.0	1.8	21.09
6.7	19.7	30	27.5	20.8	1.8	20.90
5.6	17.7	48	25.8	20.2	1.8	20.33
5.9	15.5	46	25.4	19.5	1.8	19.39
5.6	15.7	44	25.0	19.4	1.7	19.09
5.7	14.5	49	24.7	19.0	1.8	18.95
5.7	15.3	48	24.6	18.9	1.9	19.26
5.4	16.5	49	25.0	19.6	1.8	19.58
5.8	12.4	54	24.6	18.8	1.7	18.22
5.6	13.4	55	24.4	18.8	1.8	18.62
5.4	15.6	50	25.0	19.4	1.8	19.39

Din această cauză, încercările de a obține o curbă $\xi = f(v)$, utilizând metoda "celor mai mici pătrate", considerând pentru variații de forma:

$$\begin{aligned}\xi &= a + bv \\ \xi &= a + \frac{b}{v} \\ \xi &= a \cdot v^b\end{aligned}$$

au condus la erori mult mai mari decât în cazurile precedente, fiind chiar mai mari decât în cazurile în care ξ ar fi considerat constant ($\xi = ct$ fiind deplasat tot spre zona cu valori ξ mai reduse).

Dispersia punctelor este ridicată, ce potând fi generată de :

- erori de măsură
- erori de metodă
- perturbații exterioare

Cu toate acestea, abaterea temperaturii t_2 a fost de maxim 1 - 1,3 °C.

5.6. Utilitatea metodei "turnurilor echivalente"

Din cele expuse anterior, rezultă că utilizând metoda "turnurilor echivalente" pot fi trasate curbe de performanță ale turnurilor, prin găsirea unui turn de răcire, echivalent cu turnul real.

Prin aplicarea acestei metode, cu ajutorul unor măsurători simple, nefiind nevoie să se determine nici debitul de aer, nici parametrii aerului la ieșirea din sistemul de răcire, caracteristica ξ se determină, în acest mod putându-se întocmi pe baza programelor de calcul, curbele de performanță ale turnului.

De asemenea, caracteristicile geometrice (H_T, h), cât și caracteristica termică Δ , pot fi luate orientativ, deoarece la un turn echivalent, viteza aerului poate, sau nu, să fie egală cu a turnului real, dar amândouă răcesc la fel.

În cazul în care se iau valori cât mai precise, viteza, sau caracteristica $\xi = f(v)$ vor fi apropiate de cele existente, pe această cale furnizându-se date referitoare la coeficienții ξ ai diverselor tipuri de turnuri.

Metoda introduce coeficientul ξ variabil funcție de viteză, acest coeficient scăzând cu creșterea vitezei, deci la încărcări termice mari (Δt mare) și temperaturi scăzute ale aerului exterior, când viteza aerului prin turn este mare, ξ va fi mai mic decât în condițiile de încălzire termică redusă și temperaturi θ , ridicate.

Aceasta explică din ce cauză, în metoda indicată de Chilton, unde rezistența g este o constantă a turnului, temperaturile apei t_2 sînt supraestimate în perioada rece și subestimate în cea caldă /14/.

**Cap.6 MODIFICAREA ÎNĂLȚIMII EFECTIVE DE TIRAJ
A TURNURILOR DE RĂCIRE, DATORITA CONVECȚIEI
DE LA PARTEA SUPERIOARA A COȘULUI**

**6.1 Tirajul turnurilor de răcire, date teoretice,
constatări experimentale**

Conform teoriei clasice, tirajul natural se produce într-un coș de tiraj datorită diferențelor de greutate specifică între coloana de aer rece exterior și coloana de aer cald din interiorul coșului turnului, fiind dat de expresia :

$$\Delta P_A = H_T \cdot g (\rho_1 - \rho_2) \quad / \text{N/m}^2 / \quad (6.1)$$

unde:

H_T reprezintă înălțimea de tiraj, considerată de la mijlocul sistemului de răcire, până la cota superioară a coșului, în m.

g - accelerația gravitațională, în m/s^2

ρ_1 - densitatea aerului exterior, în Kg/m^3

ρ_2 - densitatea aerului din coșul de tiraj, în Kg/m^3

În cadrul acestei teorii, temperatura aerului este considerată constantă în lungul coșii, ea scăzând brusc la ieșirea din coș, prin amestecul cu aerul exterior, (cantitatea aerului rece, considerându-se infinită față de a aerului cald ce iese din turn), până la temperatura mediului ambiant.

Din experiențele lui Bryant și Davidson [13], rezultă că înălțimea efectivă de tiraj este egală sau mai mare decât H_T .

Mărirea tirajului se produce datorită coloanei de aer cald ce iese din turn (panașul) și care se continuă deasupra coșului.

Din această cauză, diferența dintre greutatea coloanei de aer din exteriorul turnului și cea de deasupra acestuia, va fi mai mare decât în teoria clasică.

În acest sens ei calculează tirajul prin formula:

$$\Delta P_A = H_{ef} \cdot g (\rho_1 - \rho_2), \quad (6.2)$$

unde H_{ef} reprezintă o înălțime fictivă de tiraj ($H_{ef} \geq H_T$).

Bryant și Davidson consideră că :

$$H_{ef} = H_T + \Delta H, \quad (6.3)$$

unde:

$$H = D \left(\frac{W_2}{W_1} \right)^{1.4} \left(1 - \frac{\theta_2 - \theta_1}{T_0 - \theta_2} \right) \quad (6.4)$$

În formula (6.3) :

D reprezintă diametrul coșului la partea superioară

W_{c} - viteza aerului la ieșirea din coș

W_v - viteza vântului

θ_2 - temperatura aerului la ieșire, în $^{\circ}\text{C}$

θ_1 - temperatura aerului la intrare, în $^{\circ}\text{C}$

$T_0 = 273,16^{\circ}\text{C}$

Deci înălțimea suplimentară de tiraj ΔH va varia proporțional cu diametrul, viteza aerului și invers proporțional cu viteza vântului, al cărui efect va fi de dispersare a coloanei de aer cald de deasupra coșului.

De asemenea, cu cât $(\theta_2 - \theta_1)$ va fi mai mare, cu atât înălțimea suplimentară de tiraj, ΔH , va fi mai redusă și invers.

La aceleași concluzii ajunge și Berliner [8], care consideră că factorii ce concurează la realizarea tirajului, pe lângă înălțimea turnului și diferențele de greutate specifică, sînt:

- stratificația aerului înconjurător
- efectul vântului
- efectul Coandă
- modul de răspîndire a aerului încălzit

Berliner distinge în funcționarea turnului, două zone:

- zona din interiorul turnului, în care curgerea este adiabatică, fără amestec cu aer exterior
- zona de deasupra turnului, în care aerul interior se amestecă treptat cu cel exterior

În urma măsurătorilor efectuate de ICEMEN VRG la diferite turnuri, dar mai ales pe baza experiențelor desfășurate în 1974 la turnul de răcire în contracurent de la Rovinari, măsurîndu-se căderea de presiune Δp , în P_2 , între zona de intrare a aerului în turn și cea de deasupra sistemului de răcire, viteza aerului w (determinată prin raportarea vitezei aerului măsurată în secțiunea irigată, la secțiunea de ieșire din coș), în m/s, precum și parametrii aerului exterior și cei ai aerului la ieșirea din sistemul de răcire, se calculează înălțimea efectivă de tiraj H_{ef} , prin relația :

$$H_{\text{ef}} = \frac{\Delta p + \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} w^2}{g(\rho_1 - \rho_2)} \quad / \text{ m} / \quad (6.57)$$

Această înălțime de tiraj este mai mare, egală sau mai mică decît înălțimea de tiraj H_T .

În fig.6.1 este prezentată variația parametrilor H_{ef} , w , $(\rho_1 - \rho_2)$, θ_1 , ρ_1 , la turnul de răcire de la Rovinari [19].

Din figură se observă că înălțimile efective de tiraj H_{ef} , au fost mai mari decât H_T atunci când:

- temperatura aerului exterior θ_e , în $^{\circ}C$, a fost ridicată

- vitezele aerului w , în m/s au fost mici

- diferența între densitatea aerului exterior ρ_1 și a aerului interior ρ_2 , deci $(\rho_1 - \rho_2)$, are valoare redusă

Se remarcă prezența înălțimilor de tiraj negative ($H_{ef} < H_T$) care apar în condițiile când :

- θ_e are valoare scăzută

- w este ridicat

- $(\rho_1 - \rho_2)$ are valoare mare

Există deci înălțimi de tiraj efective în care

($H_{ef} \leq H_T$ sau $H_{ef} \geq H_T$)

Conform teoriei clasice, H_{ef} trebuia să fie egal

cu H_T

Pe baza teoriei panașului, se consideră că mărirea înălțimii H_{ef} este provocată de supraînălțarea coloanei de aer cald ce iese din turn.

Berliner susține că acest efect poate fi atribuit atât supraînălțării coloanei de aer cald, cât și datorită stratificării aerului înconjurător.

În ceea ce privește existența înălțimilor efective de tiraj, $H_{ef} < H_T$:

- în teoria panașului (6.4), nu rezultă posibilitatea existenței unei înălțimi $H_{ef} < H_T$

- în lucrarea /8/, când se consideră că în interiorul turnului curgerea este fără amestec cu aer exterior, micșorarea tirajului ar putea fi produsă numai de stratificarea aerului exterior.

Alte cauze cunoscute, care puteau conduce la diminuarea tirajului, ar fi fost:

- neetanșeități în coaja turnului

- pierderi de căldură prin pereții cojii

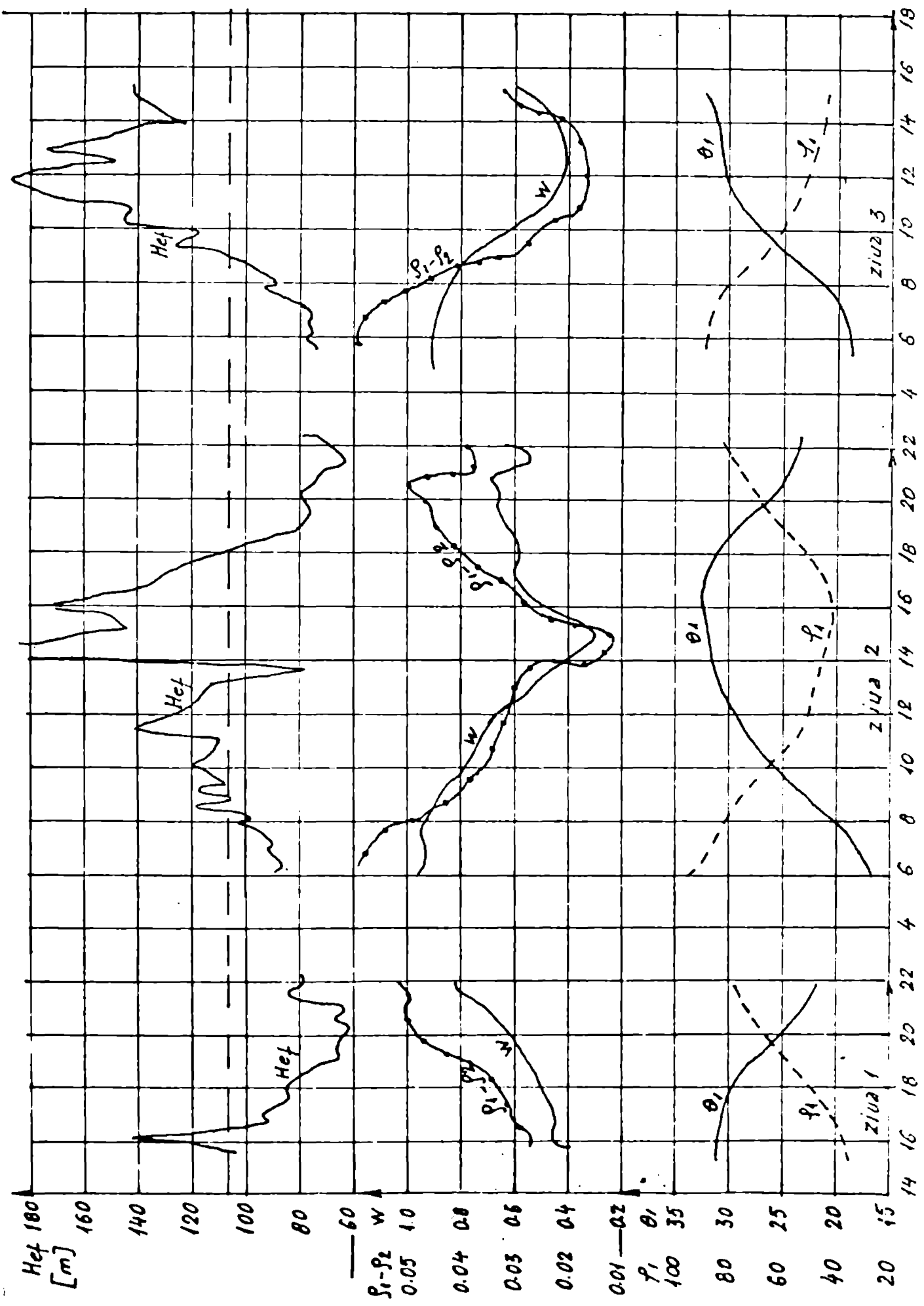
- vântul

6.2 Convecția la partea superioară a cojii turnului, rezultate experimentale

6.2.1 Experimente și măsurători pe apă

Referitor la cauzele care contribuiau la existența înălțimilor de tiraj $H_{ef} < H_T$:

Fig 6.1. Variația mărimilor: H_{ef} w (ρ_1, ρ_2) θ_1, ρ_1 în decursul a trei zile, la turnul de la CTE Rovinari



ora la care s-a făcut măsuratoarea

- Stratificația aerului înconjurător poate conduce la modificarea tirajului, dar în cadrul experiențelor efectuate de ICSKEMBERG, nu s-au efectuat măsurători în acest sens, iar acest fenomen nu putea produce fluctuații semnificative ale înălțimii efective de tiraj

- Neetanșeitățile prezente la turnurile construite din lemn, ar putea fi de asemenea o cauză, dar turnurile studiate erau din beton, deci în acest caz, neetanșeitățile nu i se putea atribui un rol în micșorarea valorii H_{ef} .

- Pierderile de căldură prin pereții coșii puteau determina și ele micșorarea tirajului, dar calculele pe care le-am efectuat au arătat că ponderea acestora este mult prea mică.

- În perioada măsurătorilor, viteza vântului a fost scăzută, fără a prezenta variații mari, care puteau influența tirajul

Pornim de la fenomenul de retur al flăcării difuzive, care se produce atunci când viteza combustibilului este mai mică decât cea de ardere [27], am făcut o paralelă între viteza de ardere și cea de amestec convectiv, care este cu atât mai intens, cu cât diferențele de temperatură, respectiv de greutate specifice, sînt mai mari.

Față de toate cauzele cunoscute, enunțate mai sus, am considerat că un rol mult mai important în micșorarea înălțimii efective de tiraj, l-ar avea efectul de pătrundere în interiorul turnului a aerului rece exterior, prin fenomenul de convecție de la partea superioară a coșului, ca urmare a forțelor gravitaționale, deci curgerea aerului prin turn nu ar fi adiabatică și fără amestec cu aerul exterior, așa cum susțineau teoriile anterioare.

Pentru a verifica această ipoteză începînd cu anul 1974 am efectuat experimente, în care mediul de lucru a fost apă, rezultatele și concluziile măsurătorilor fiind prezentate în lucrarea [54].

A fost studiată variația temperaturii apei în tuburi de diferite dimensiuni (fig.6.2), la diferite debite (viteze) și temperaturi ale fluidului.

Tuburile au fost imersate într-un bazin cu apă în stare de calm, reprezentînd mediul rece, a cărui temperatură a fost menținută la o valoare oarecare constantă (fig.6.3)

Debitul agentului cald care a circulat prin tuburi, a fost determinat volumetric, iar temperaturile au fost măsurate cu ajutorul unui termocuplu "Termophil".

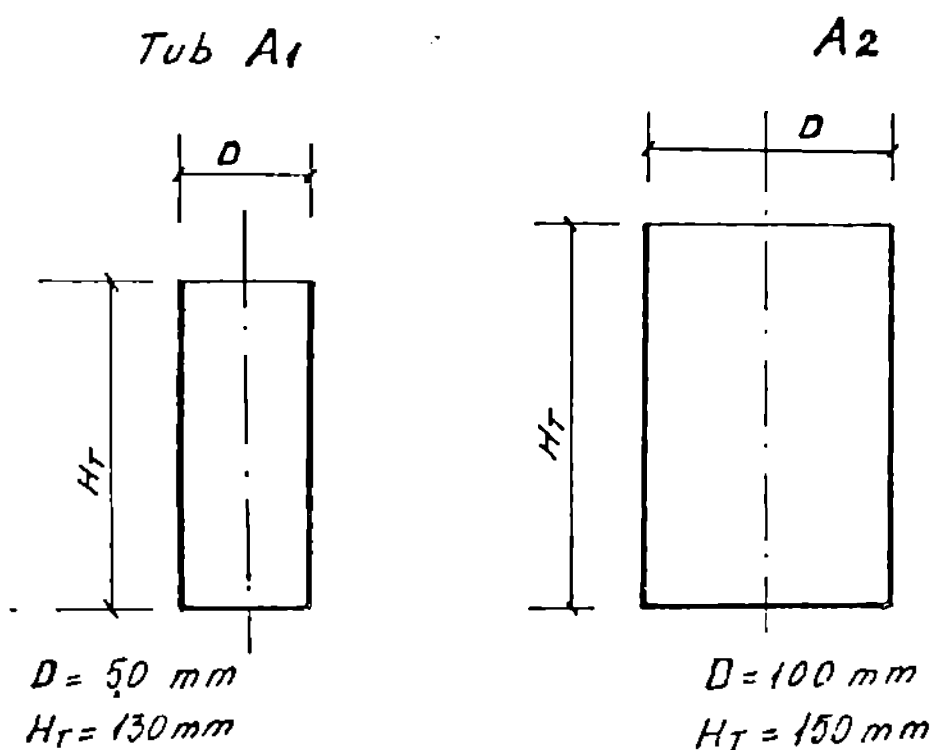


Fig. 6.2. Tuburile utilizate la experimentele pe apă.

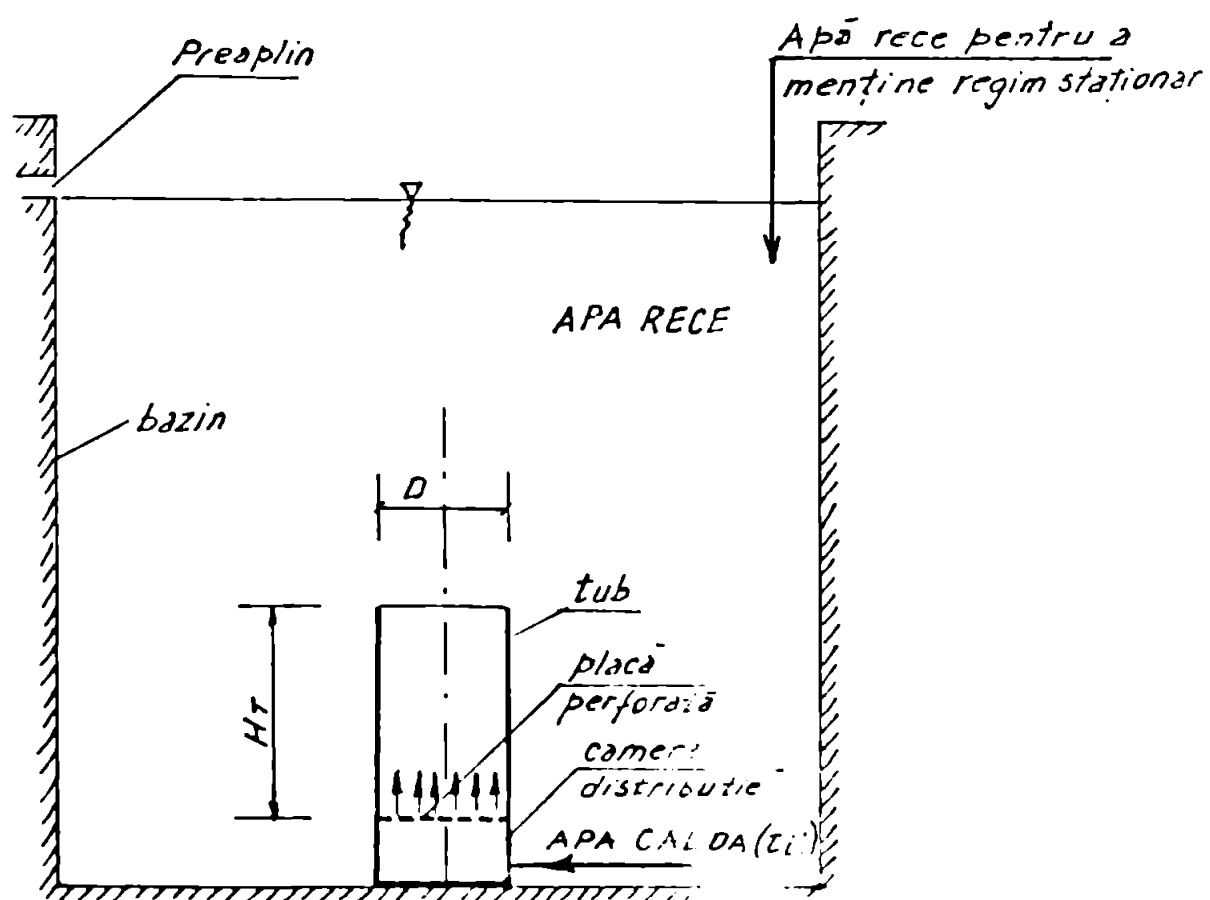


Fig. 6.3 Schița instalației pentru experimentele pe apă.

Tab. 6.1 Variația pe verticală
a temperaturilor t_i și t_e
pentru tubul A₁, la
 $v = 0.06 \text{ m/s}$ și $t_{ii} = 40^\circ\text{C}$

H cm	t_i °C	t_e °C
0	40	14.2
2	39.2	
4	36.1	14.5
6	33.5	
8	30.0	14.3
10	27.5	
12	25.5	14.5
14	25.0	
16	24.2	15.6
18	23.0	
20	22.5	16.3
22	22.1	
26	21.5	18.1
30	20.0	18.0
34	20.2	18.0
38	20.0	18.1

Tab. 6.2 Variația pe verticală
a temperaturilor t_i și t_e
pentru tubul A₁, la
 $v = 0.02 \text{ m/s}$ și $t_{ii} = 40^\circ\text{C}$

H cm	t_i °C	t_e °C
0	40.0	12.1
2	28.2	
4	23.8	12.8
6	23.0	
8	22.0	12.8
10	20.5	
12	20.0	12.8
14	19.8	
16	19.5	13.0
18	18.8	
20	17.9	13.5
22	18.0	
26	16.2	14.0
30	16.2	14.3
34	15.5	14.5
38	15.3	15.0

Tab. 6.3 Variația
pe verticală a tempe-
raturilor t_i și t_e
pentru tubul A2 la
 $v = 0.015 \text{ m/s}$ și
 $t_{ii} = 40^\circ\text{C}$

H cm	t_i °C	t_e °C
0	40.0	12.1
2	33.5	
4	29.0	12.2
6	26.5	
8	26.4	12.1
10	26.0	
12	25.8	12.5
14	25.5	
16	25.0	13.0
18	25.6	
20	24.0	13.1
22	23.7	
24	23.2	15.9
28	22.5	17.2
32	22.0	17.9
36	20.2	18.2

Tab. 6.4 Variația
pe verticală a tempe-
raturilor t_i și t_e
pentru tubul A2 la
 $v = 0.015 \text{ m/s}$ și
 $t_{ii} = 30^\circ\text{C}$

H cm	t_i °C	t_e °C
0	30.0	14.5
2	25.0	
4	25.1	14.5
6	24.5	
8	24.3	14.5
10	24.0	
12	23.6	14.6
14	23.2	
16	23.0	15.0
18	22.8	
20	22.5	15.6
22	22.3	
24	22.2	16.0
28	21.0	16.3
32	20.5	16.7
36	19.5	17.0

Tab. 6.5 Variația
pe verticală a tempe-
raturilor
 t_i și t_e pentru
tubul A2 la
 $v = 0.005 \text{ m/s}$ și
 $t_{ii} = 40^\circ\text{C}$

H cm	t_i °C	t_e °C
0	40.0	11.1
2	25.2	
4	19.5	11.2
6	18.0	
8	17.8	11.2
10	17.0	
12	16.0	11.6
14	16.2	
16	15.8	11.6
18	15.8	
20	15.5	11.8
22	15.0	
24	15.1	11.6
28	14.8	11.6
32	14.5	12.2
36	14.2	12.5

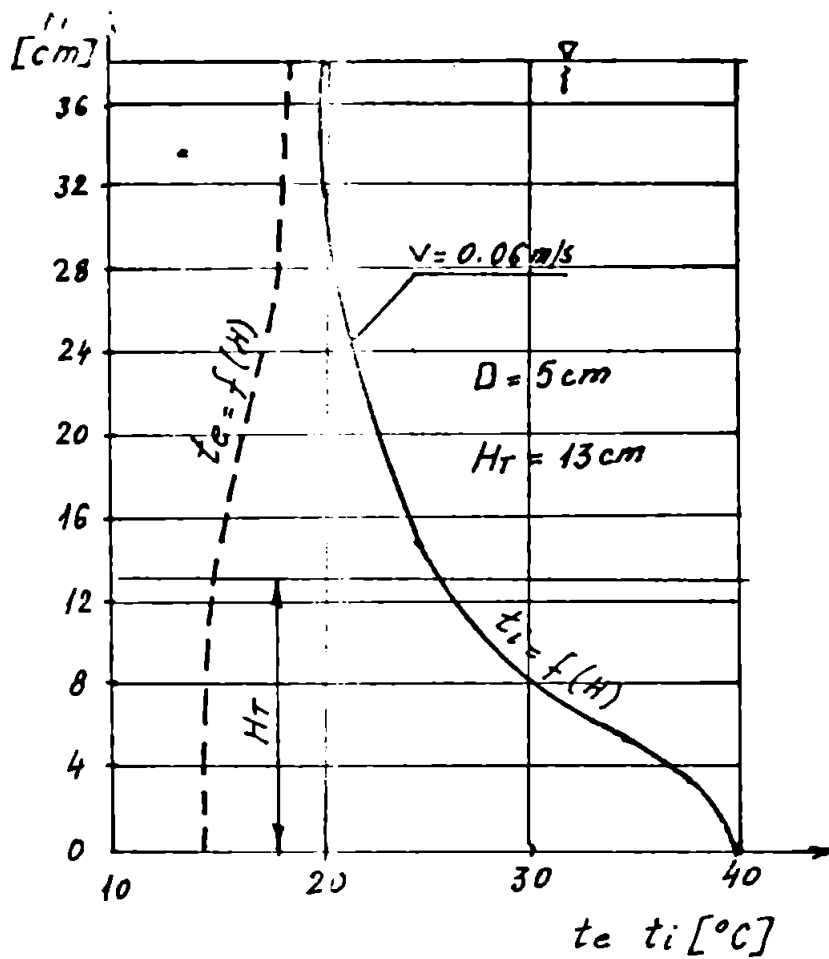


Fig. 6.4 Variația pe verticală a temperaturilor apei, t_i și t_e , din interiorul, respectiv exteriorul tubului A_1 - la $v = 0.06 \text{ m/s}$ și $t_{i0} = 40^{\circ}\text{C}$

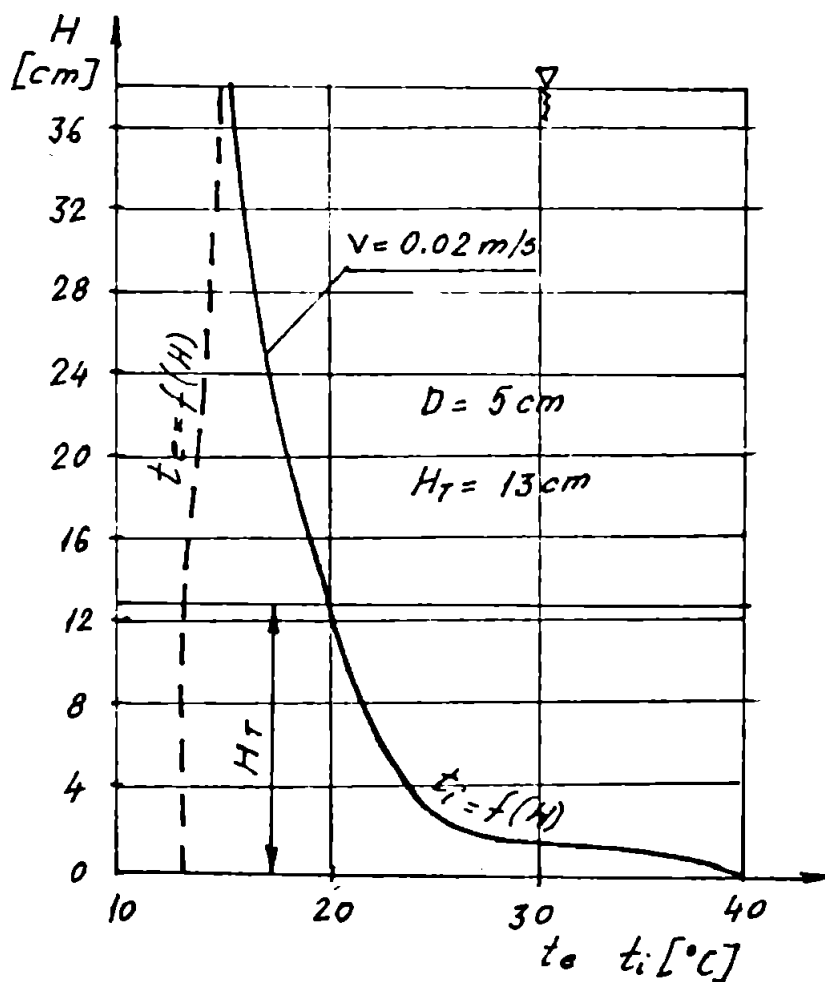


Fig. 6.5 Variația pe verticală a temperaturilor apei, t_i și t_e , din interiorul, respectiv exteriorul tubului A_1 la $v = 0.02 \text{ m/s}$ și $t_{i0} = 40^{\circ}\text{C}$

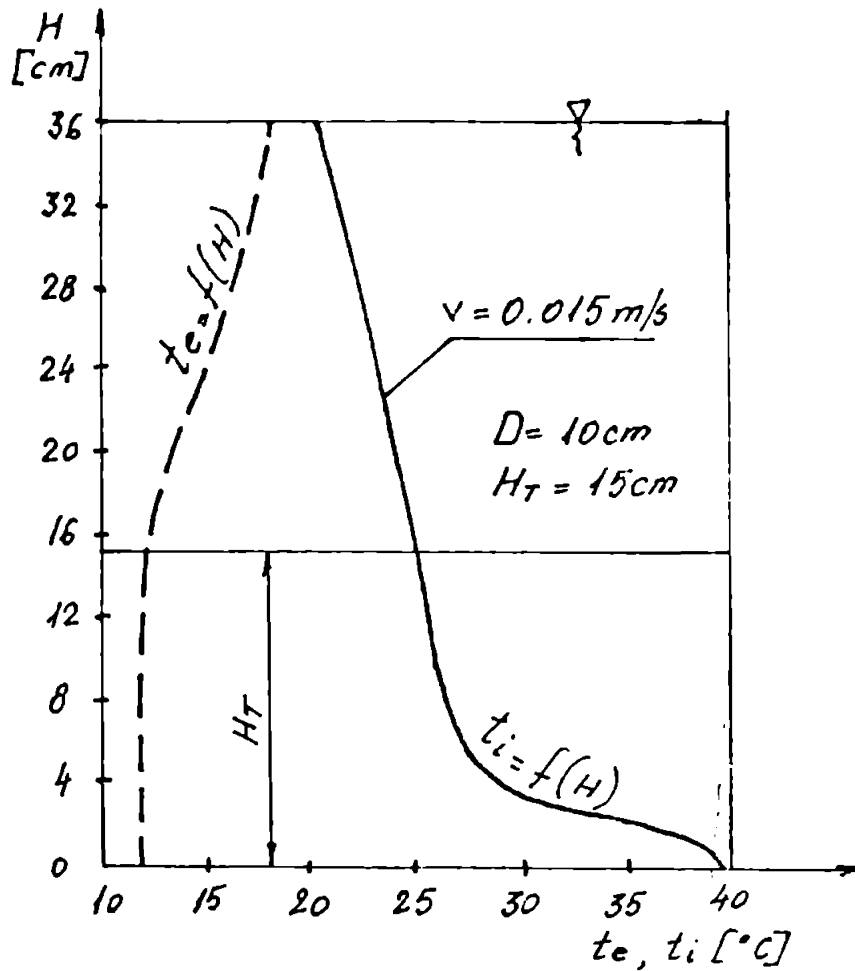


Fig. 6.6 Variația pe verticală a temperaturilor apei t_i și t_e din interiorul, respectiv exteriorul tubului A2 la $v = 0.015 \text{ m/s}$ și $t_{ii} = 40^\circ \text{C}$

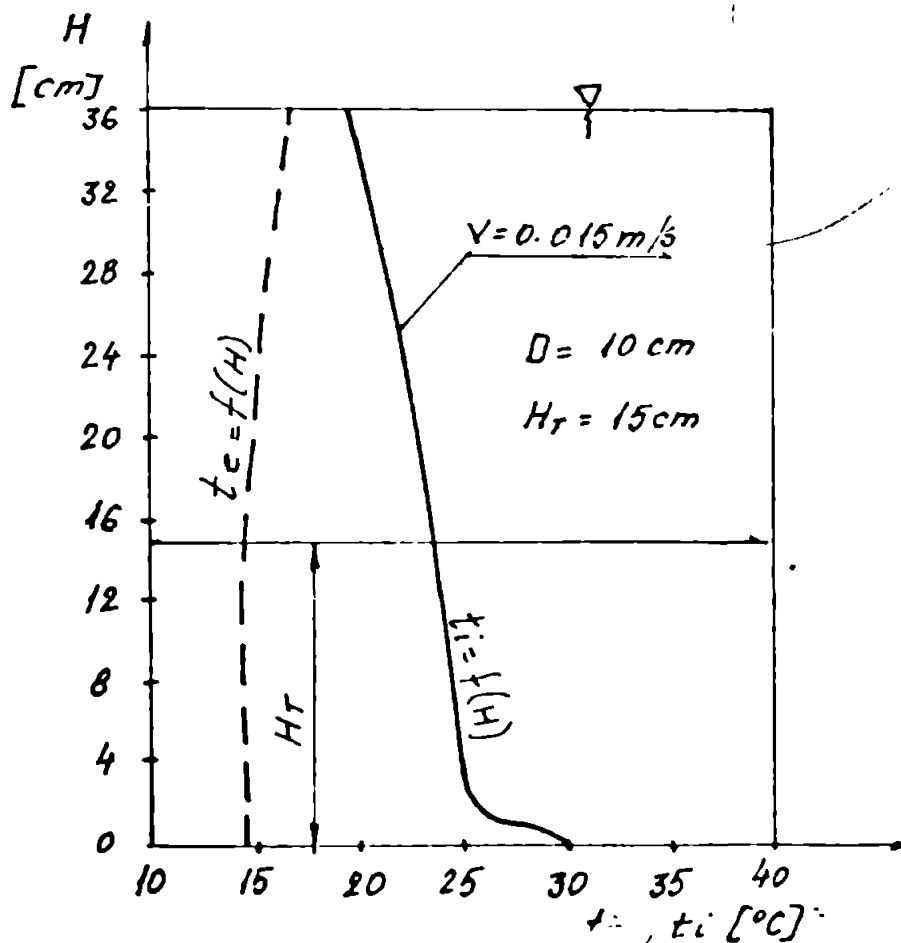


Fig. 6.7 Variația pe verticală a temperaturilor apei t_i și t_e din interiorul, respectiv exteriorul tubului A2, la $v = 0.015 \text{ m/s}$ și $t_{ii} = 30^\circ \text{C}$

La intrarea apei în camera de distribuție, în tub, a fost montată o placă perforată, având rolul de a uniformiza repartiția apei în tub și pentru a modela fenomenul, ieșirea apei din placă fiind similară ieșirii aerului din sistemul de răcire, iar fenomenul de convecție din interior propagându-se astfel numai până la nivelul plăcii.

Temperaturile din tuburi au fost măsurate la intervale de 2 cm pe înălțime, temperatura din tubele reprezentând media a cel puțin două serii de măsurători, iar în cadrul fiecărei serii, temperatura la o anumită cotă reprezentând media a cel puțin cinci puncte din secțiunea de curegere (unul central și patru pe periferie).

Pentru fluidul exterior, temperaturile s-au măsurat din 4 în 4 cm.

Regimul de lucru a fost practic staționar.

Valorile măsurate ale temperaturii apei din interior și exteriorul tuburilor sînt trecute în tabelele (tab.6.1 - tab.6.5) iar evoluția pe înălțime a temperaturilor, poate fi urmărită în figurile : (fig.6.4 / fig.6.8).

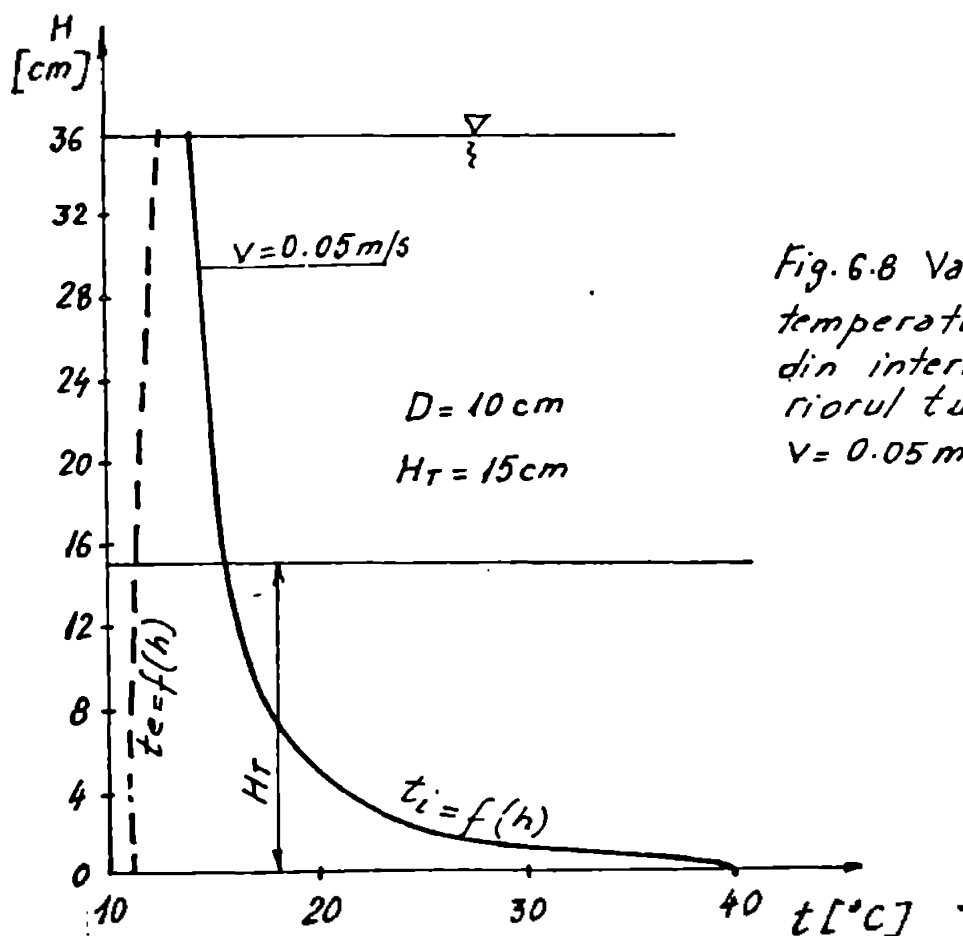


Fig. 6.8 Variația pe verticală a temperaturilor apei t_i și t_e din interiorul, respectiv exteriorul tubului A_2 , la $v = 0.05 \text{ m/s}$ și $t_{ii} = 40^\circ\text{C}$

Se remarcă faptul că temperatura apei de alimentare scade brusc, la ieșirea din placă perforată, după care scăderea temperaturii continuă atât în tub, cât și la ieșirea din tub, dar variația este mult mai lentă.

Deasupra tubului, temperatura apei continuă să rămână mai ridicată decât temperatura apei ambiante, care prezintă și ea o stratificare, la partea superioară întinându-se temperaturile mai ridicate.

Pentru același tub și menținând constantă diferența între temperatura apei de alimentare și cea din bazin, fenomenul de convecție este diminuat odată cu mărirea debitului de apă, deci a vitezei.

În această situație, temperatura apei din tub și de deasupra tubului, va fi mai ridicată, iar variația ei pe înălțime, mai redusă.

În cazul tubului de diametru mare, coloana de apă caldă de deasupra tubului se menține pe o înălțime mai mare, fiind mai greu dispersată decât cea de deasupra tubului de diametru mic.

Am căutat să observ variația temperaturilor în lungul tubului, atunci când convecția care se produce la partea superioară, era frînată.

Pentru aceasta, am montat la capul superior al tubului, încă o placă perforată, similară celei de la partea inferioară.

Valorile temperaturilor măsurate pentru fiecare caz în parte, pot fi citite în tabelule (tab.6.6 - tab.6.8), iar evoluția temperaturilor de-a lungul tubului se urmărește în figurile : (fig.6.9 - fig.6.11).

În fig.(6.12 și 6.13) se prezintă comparativ variația pe înălțime a temperaturilor apei în situația când este și când nu este montată placă perforată la partea superioară a tubului.

S-a remarcat faptul că prin montarea plăcii perforate, în interiorul tubului se menține o temperatură mult mai apropiată de temperatura apei de alimentare, iar variația temperaturilor apei de deasupra tubului nu diferă mult față de cazul când la gura tubului nu era montată placă perforată.

Aceasta ar conduce la ideea că prin introducerea unei rezistențe la partea superioară a tubului, tirajul ar putea fi îmbunătățit, menținând în lungul coșului o temperatură cât mai ridicată a aerului, în acest mod mărind eficiența tirajului produs de către coș. Prezența unui deflector plasat la o distanță $\sim D$, față de partea superioară a tubului, conduce de asemenea la frînarea convecției spre interiorul acestuia.

Experimentele efectuate pe apă au evidențiat existența

Tab. 6.6. Variația pe verticală a temperaturilor t_i și t_e cu placă perforată, la tubul A1, pentru $v = 0.02 \text{ m/s}$ și $t_{ii} = 40^\circ\text{C}$

H cm	t_i °C	t_e °C
0	40.00	12.1
2	38.2	
4	33.5	12.0
6	33.0	
8	32.5	12.0
10	30.5	
12	29.0	12.0
14	22.3	
16	20.5	12.0
18	18.1	
20	17.5	12.0
22	16.1	
24	16.0	12.0
28	15.6	12.0
32	14.2	12.3
36	14.1	12.5
38	14.2	12.6

Tab. 6.7 Variația pe verticală a temperaturilor t_i și t_e , cu placă perforată la tubul A2, pentru $v = 0.015 \text{ m/s}$ și $t_{ii} = 40^\circ\text{C}$

H cm	t_i °C	t_e °C
0	40.0	15.8
2	38.0	
4	38.1	15.9
6	38.1	
8	38.0	15.8
10	38.0	
12	38.0	17.0
14	38.0	
16	39.5	17.5
18	32.0	
20	30.0	19.0
22	26.2	
24	24.5	19.0
28	23.3	19.0
32	22.0	
36	21.0	19.2

Tab. 6.8 Variația pe verticală a temperaturilor t_i și t_e , cu placă perforată la tubul A2 pentru $v = 0.005 \text{ m/s}$ și $t_{ii} = 40^\circ\text{C}$

H cm	t_i °C	t_e °C
0	40.0	12.0
2	33.5	
4	32.0	12.1
6	30.1	
8	30.0	12.1
10	29.8	
12	29.5	12.2
14	29.0	
16	28.1	12.2
18	27.9	
20	25.0	12.5
22	24.2	
24	22.0	13.0
28	19.7	13.5
32	18.2	13.8
36	15.5	14.2

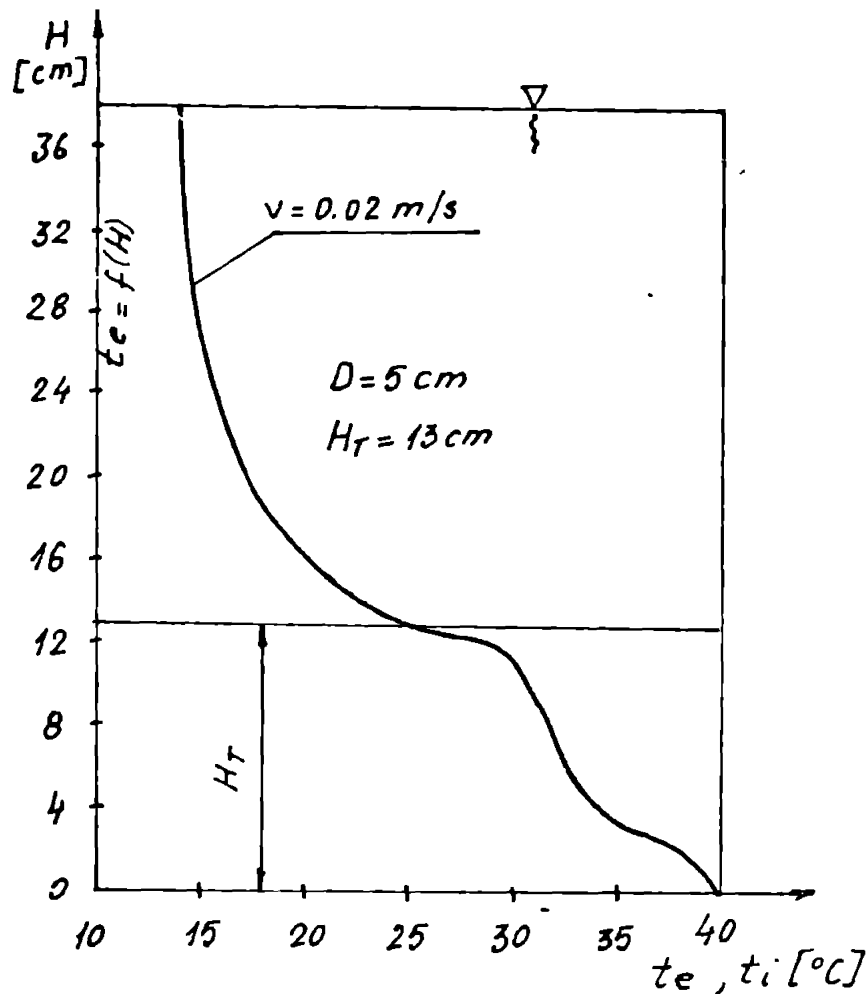


Fig. 6.9 Variația pe verticală a temperaturilor apei t_i și t_e cu placă perforată la partea superioară a tubului A_1 - $v = 0.02$ m/s
 $t_{ii} = 40^\circ\text{C}$

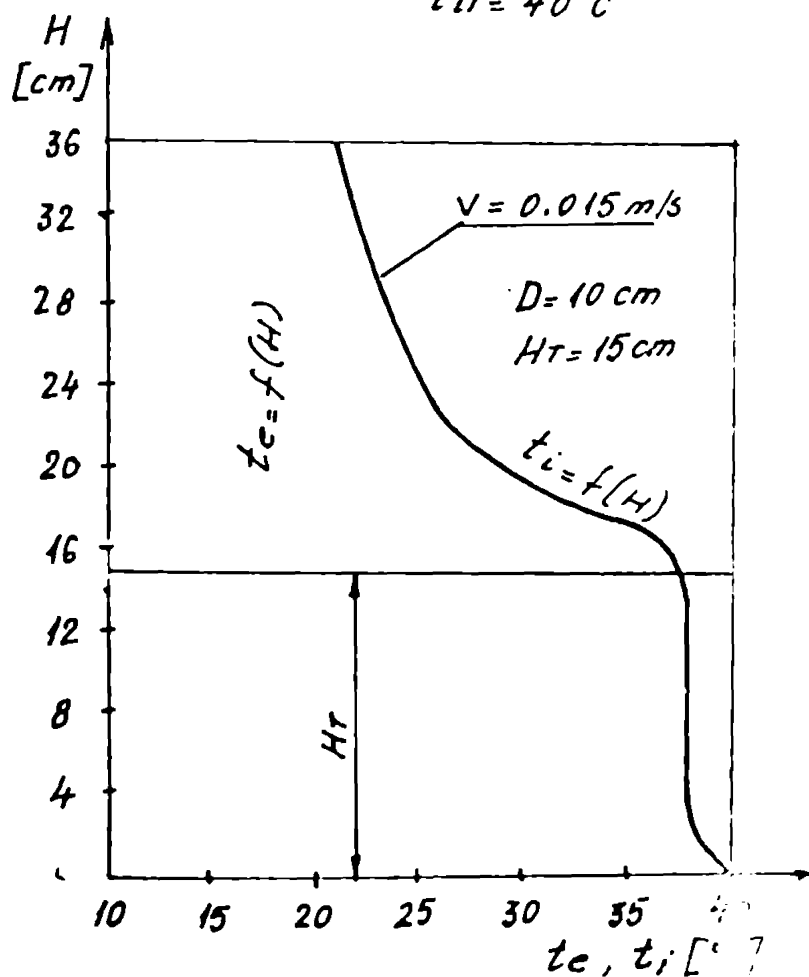


Fig. 6.10 Variația pe verticală a temperaturilor apei t_i și t_e cu placă perforată la partea superioară a tubului A_2 - $v = 0.015$ m/s
 $t_{ii} = 40^\circ\text{C}$

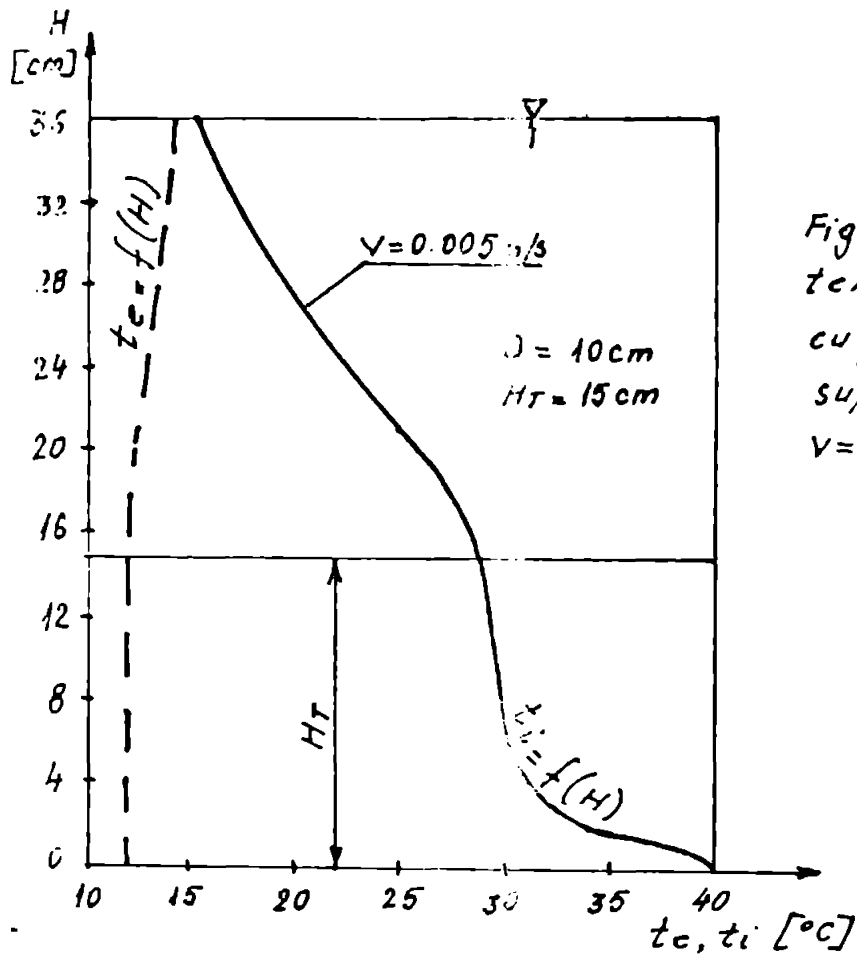


Fig. 6.11. Variația pe verticală a temperaturilor apei t_i și t_e , cu placă perforată la partea superioară a tubului A_2 , pentru $v = 0.005 \text{ m/s}$ și $t_{ii} = 40^\circ\text{C}$

Fig. 6.11 Vari

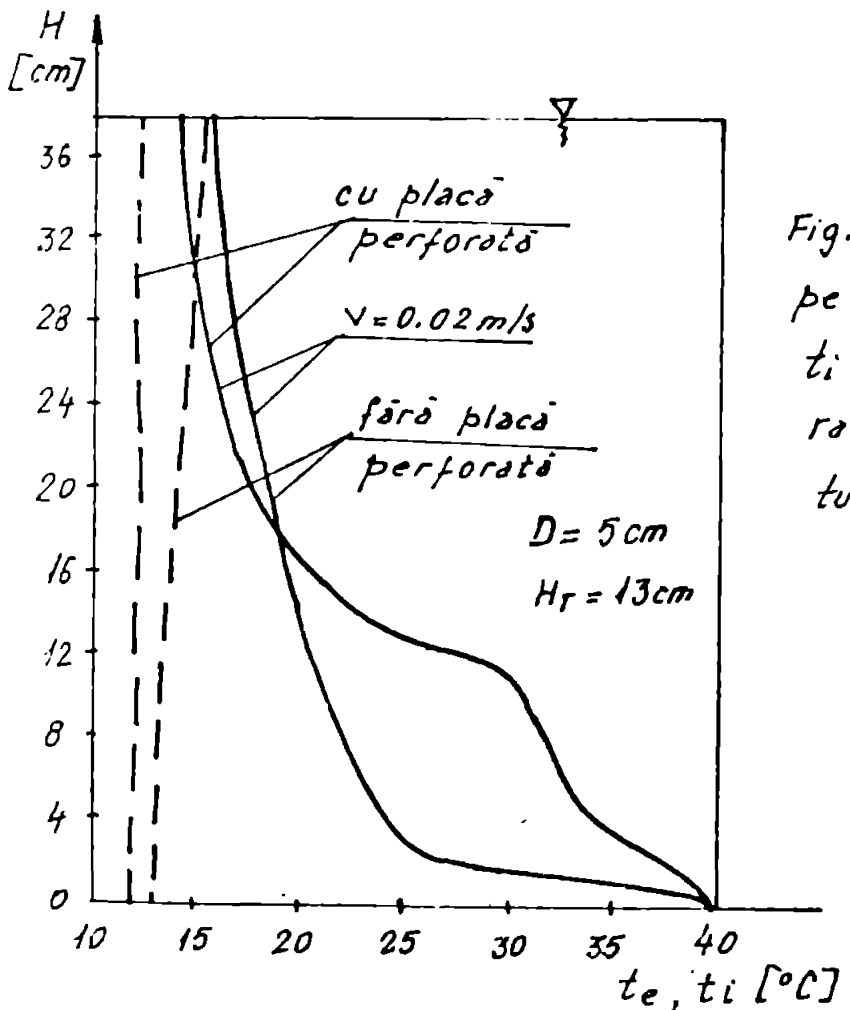
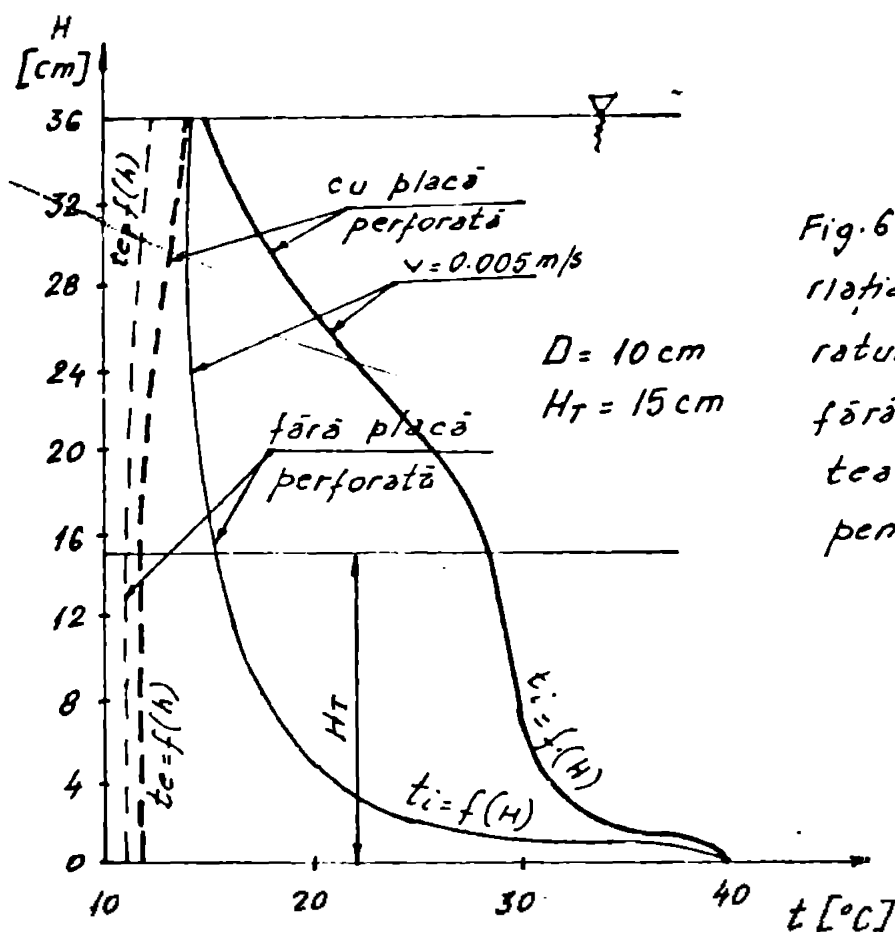


Fig. 6.12 Comparație între variația pe verticală a temperaturilor apei t_i și t_e , cu și fără placă perforată la partea superioară a tubului A_1 , pentru $v = 0.02 \text{ m/s}$ și $t_{ii} = 40^\circ\text{C}$



fenomenului de convecție, care perturbă temperatura apei din interiorul tubului și care se manifestă cu atât mai puternic cu cât :

- diametrul tubului este mai mare
- debitul de apă este mai redus (viteze mici)
- diferența între temperatura apei calde ce alimentează

tuburile și temperatura apei ambiante, este mai mare

Prezența unei plăci perforate (a unei rezistențe) la cota superioară, îmbunătățește tirajul, dar pe de altă parte, în acest mod se introduc pierderi suplimentare de presiune.

Fără efectul de convecție în interiorul coșului, tirajul turnului este mult diminuat.

Efectul de supraîncălzire a coloanei calde de deasupra turnului, are însă efect pozitiv.

În situația când mediul ambiant este liniștit, (neglijând stratificarea aerului exterior), îmbunătățirea efectivă de tiraj va fi determinată de fenomenul de convecție din interiorul turnului, cu influență negativă și a celui de supraîncălzire, cu implicații pozitive.

După cum unul sau altul din cele două fenomene este mai

puternic, înălțimea de tîrașă H_{ef} va putea avea valori mai mari, egale, sau mai mici decît înălțimea de tîrașă H_T .

În fig.6.1 se observă că valorile $H_{ef} < H_T$ apar atunci cînd diferențele de greutate specifică ($\rho_1 - \rho_2$) sînt mari, dar și vitezele aerului sînt mai mari.

În acest caz, diminuarea tîrașului ca urmare a efectului produs de forțele gravitaționale va avea o pondere mai mare decît creșterea lui datorită măririi vitezei, astfel încît pe ansamblu $H_{ef} < H_T$.

6.2.2 Experimente și măsurători pe aer

Experimentele au fost efectuate ulterior pe aer, ele demonstrînd că fenomenele se petrec similar.

În cazul măsurătorilor pe aer au fost utilizate modele de turn cilindrice și hiperbolice, în cadrul fiecărui tip construindu-se trei modele, care respectă similitudinea geometrică (fig.6.14 și 6.15).

În fig.6.16 este prezentată schița instalației utilizată pentru experimentele pe aer.

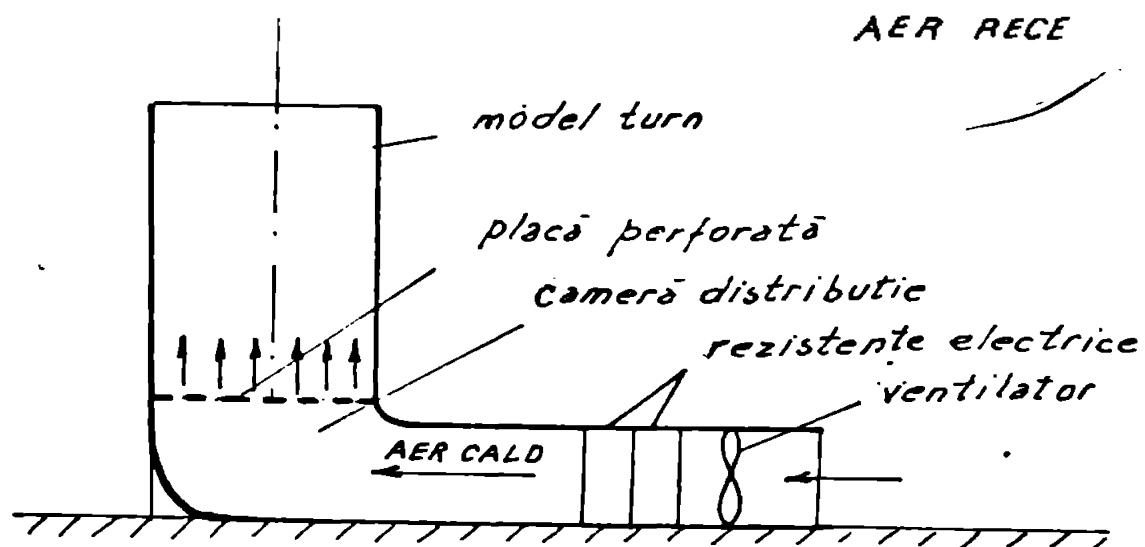


Fig. 6.16 Schița instalației pentru măsurători pe aer

Experimentele s-au efectuat la diferite debite și diferite temperaturi ale aerului introdus.

Alimentarea cu aer cald s-a făcut cu ajutorul unui ventilator, care refulează aerul spre două rezistențe electrice.

Cunoscînd puterea electrică a rezistențelor și mă-

surind temperatura aerului înainte și după rezistențe, s-a determinat debitul volumetric de aer refuizat spre modelale de turn, cu relația :

$$V_a = \frac{P}{4,18 \cdot \rho_m \cdot c_p \cdot \Delta\theta} \quad / \text{m}^3/\text{s} /$$

unde : P - puterea rezistențelor puse în funcțiune, în Kw

ρ_m - densitatea medie a aerului, în Kg/m³

c_p - căldura specifică a aerului, în Kcal/Kg.grd

$\Delta\theta = \theta_2 - \theta_1$ - diferență între temperatura aerului la ieșirea din rezistențe (θ_2) și a celei de la intrare (θ_1), în °C.

Fiecare rezistență a avut puterea de 2 Kw.

După încălzirea prin rezistențe, aerul este condus spre camera de distribuție.

Ca și în cazul modelalelor pe apă, la intrarea în turn s-a montat o placă perforată cu rolul de a asigura o distribuție cât mai uniformă a aerului pe suprafața turnului și a modela cât mai bine fenomenul din natură.

Temperaturile aerului au fost măsurate cu ajutorul unui termocuplu (Termophil) din 5 în 5 cm, temperatura înscrisă în tabele, fiind media a celor puțin două serii de măsurători, iar la fiecare serie, temperatura la o anumită cotă reprezentind media a cel puțin cinci puncte din secțiunea de curgere (unul central și patru pe periferie).

Rezultatele măsurătorilor sînt trecute în tabelele (tab.6.9 - tab.6.14) și figurile (fig.6.17 - fig.6.22).

Vitezele înscrise pe curbe sînt raportate la secțiunea minimă de curgere (diametrul D_1 la turnuri hiperbolice, 6)

Se observă că în turnul cilindric, fenomenul de convecție este mai accentuat decît la cel hiperbolic.

De asemenea, convecția este mai puternică atunci cînd:

- diferențele de temperatură sînt mai mari
- diametrul turnului este mai mare

În cazul turnului cilindric A_3 a mai fost analizată variația temperaturilor, struică cînd la partea superioară a turnului a fost montată o placă perforată.

În tabelul 6.15 sînt trecute rezultatele măsurătorilor, iar în fig.6.23 se face comparația între evoluția temperaturilor aerului cînd a fost montată placă perforată și cînd tubul a fost liber.

Se observă efectul favorabil în ceea ce privește tirajul, produs prin montarea plăcii perforate. Tot pentru turnul cilindric

A_3 , s-a mai fost analizată situația cînd la capre tubului a fost trecut un curent orizontal de aer, avînd temperatură medie

ambiant.

Rezultatele sînt trecute în tab.6.16 și fig.6.24.

Din fig.6.23, se observă că prezența vîntului a dus la diminuat mult temperatura din coș, avînd efect nefavorabil, față de starea de calm.

Se cunoaște că în cazul coșurilor cu tiraj prevăzute cu deflectoare, prin mărirea vitezei vîntului, deci a scăderii presiunii statice, vîntul produce efect de ejecție.

În acest caz, cînd tubul este liber la partea superioară, vîntul are însă efect negativ, atît datorită dispersiei aerului cald de la partea superioară, cît și prin amplificarea efectului negativ al convecției din interior.

Amplasarea unui anemometru la partea superioară a turnului cilindric A_3 , a arătat că apar zone în care circulația aerului este descendentă, iar în altele ascendentă, zonele cu circulație descendentă putînd deveni ascendente și invers.

Tab. 6.9
 Variația pe verticală
 a temperaturilor aerului
 în turnul A₁ respectiv
 B₁ cînd funcționează
 o rezistență

H [cm]	θ [°C]	
	turn A	turn B
0	62	65
5	59	64
10	59	64
15	59	64
20	59	64
25	58	60
30	57	59
35	55	58
40	54	57
45	52	55
50	50	52
55	47	49
60	45	47
65	44	44
70	43	42
80	41	41
90	39	39
100	37	37
110	36	36
120	36	36

Tab. 6.10
 Variația pe verticală
 a temperaturilor aerului
 în turnul A₁, respectiv
 B₁ cînd funcționează
 două rezistențe.

H [cm]	θ [°C]	
	turn A	turn B
0	102	118
5	95	108
10	93	109
15	91	108
20	90	108
25	88	105
30	85	100
35	79	90
40	76	85
45	69	78
50	66	73
55	62	70
60	60	65
65	58	63
70	56	60
80	53	56
90	49	53
100	47	49
110	43	44
120	41	41

Tab. 6.11
 Variația pe verticală
 a temperaturilor aerului
 în turnul A₂, respectiv
 B₂ cînd funcționează
 o rezistență

H [cm]	θ [°C]	
	turn A	turn B
0	62	62
5	57	60
10	56	60
15	56	59
20	55	59
25	55	58
30	54	58
35	54	58
40	53	57
45	52	56
50	50	55
55	49	53
60	47	50
65	46	48
70	44	45
80	40	42
90	37	38
100	35	35
110	33	34
120	32	33

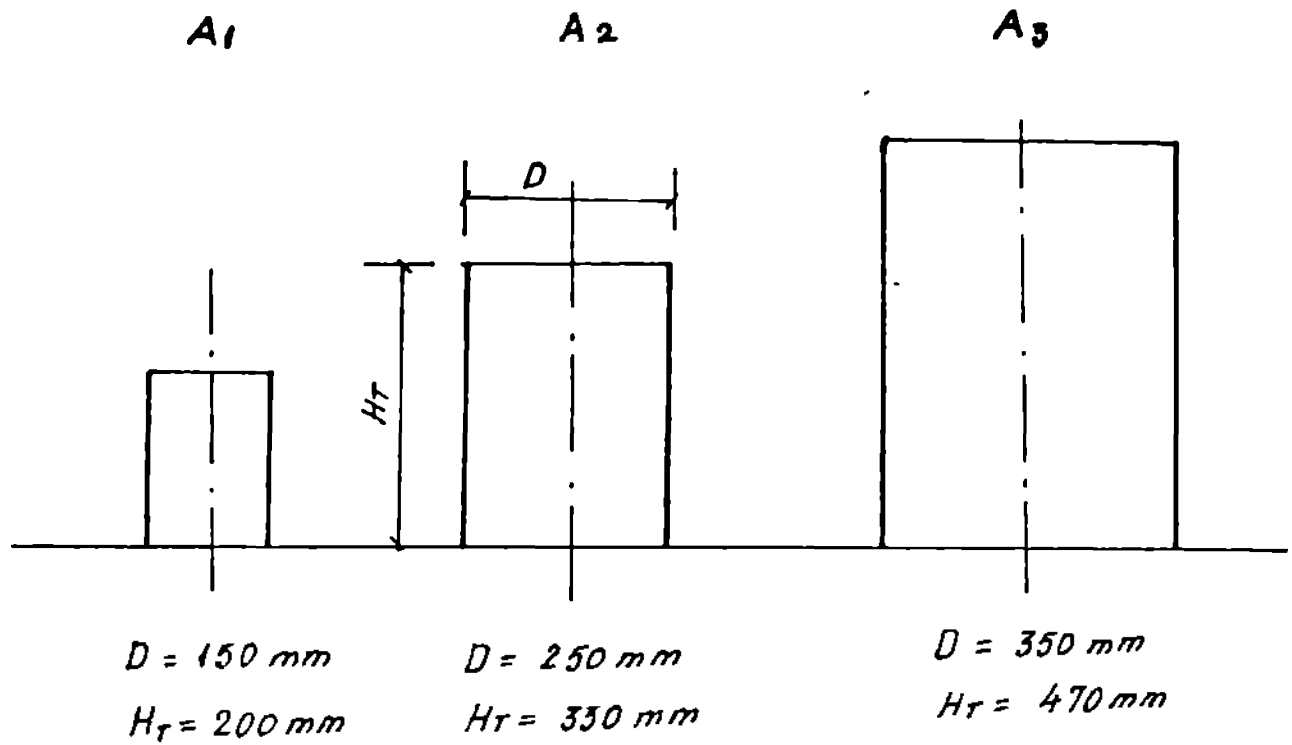


Fig. 6.14 Modelele de turn cilindric

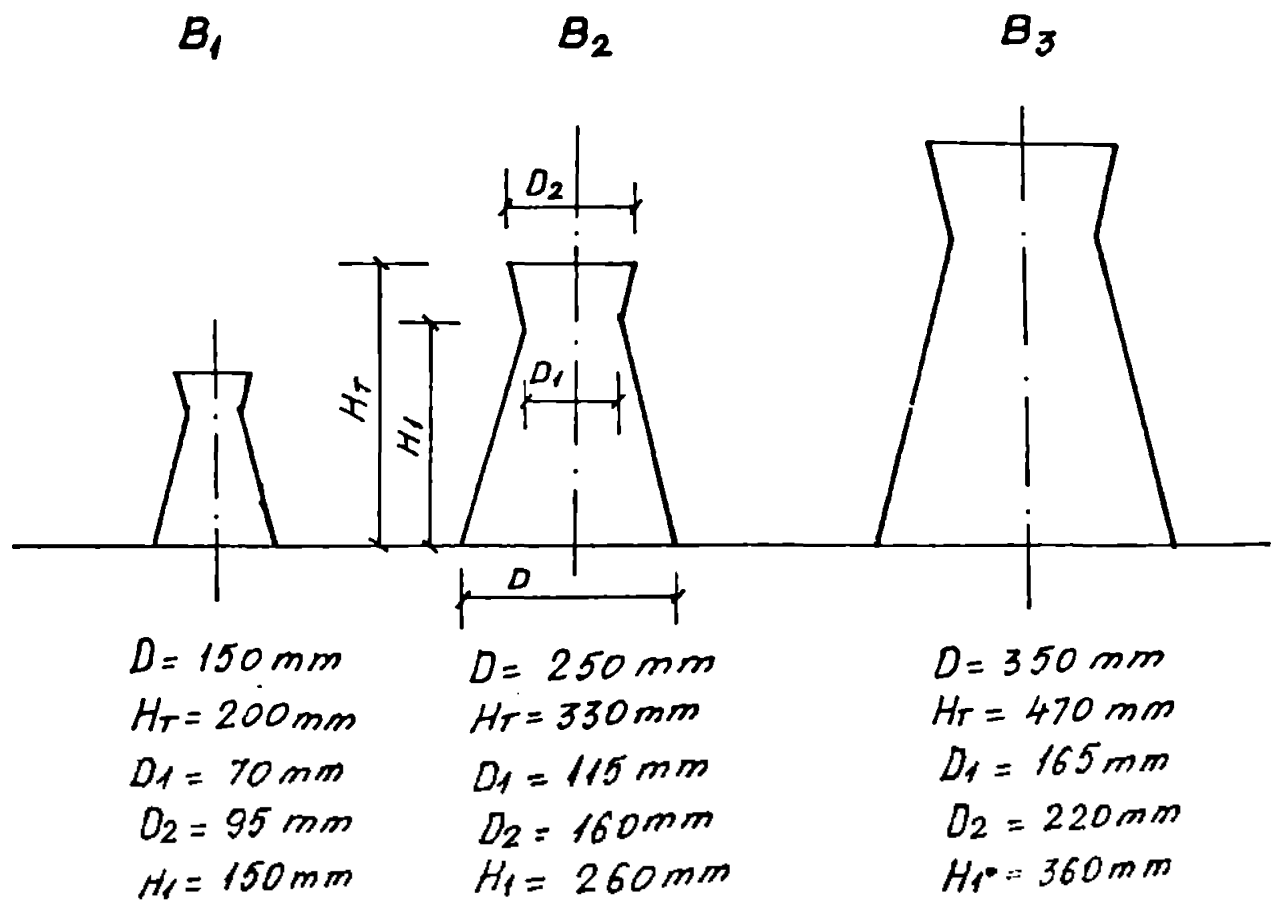


Fig. 6.15 Modelele de turn hiperbolic

Tab. 6.12

Variația pe verticală a temperaturilor aerului din turnul A₂, respectiv B₂, cind funcționează două rezistențe

H cm	θ [°C]	
	turn A	turn B
0	97	100
5	92	95
10	91	95
15	90	95
20	90	94
25	83	94
30	83	93
35	85	92
40	81	93
45	78	94
50	75	91
55	72	89
60	68	86
65	65	82
70	63	80
80	56	75
90	51	71
100	47	63
110	43	56
120	42	50

Tab. 6.13

Variația pe verticală a temperaturilor aerului din turnul A₃, respectiv B₃, cind funcționează o rezistență

H cm	θ [°C]	
	turn A	turn B
0	60	60
5	50	55
10	47	55
15	45	55
20	45	55
25	44	55
30	44	55
35	43	55
40	42	55
45	42	54
50	41	53
55	40	53
60	40	52
65	40	50
70	38	47
80	37	42
90	35	38
100	35	36
110	34	34
120	34	34

Tab. 6.14

Variația pe verticală a temperaturilor aerului din turnul A₃, respectiv B₃, cind funcționează două rezistențe

H cm	θ [°C]	
	turn A	turn B
0	98	98
5	77	92
10	65	87
15	58	88
20	55	87
25	54	87
30	52	86
35	51	85
40	50	85
45	50	83
50	50	80
55	50	78
60	50	75
65	48	72
70	48	68
80	48	60
90	48	56
100	48	53
110	45	50
120	43	46

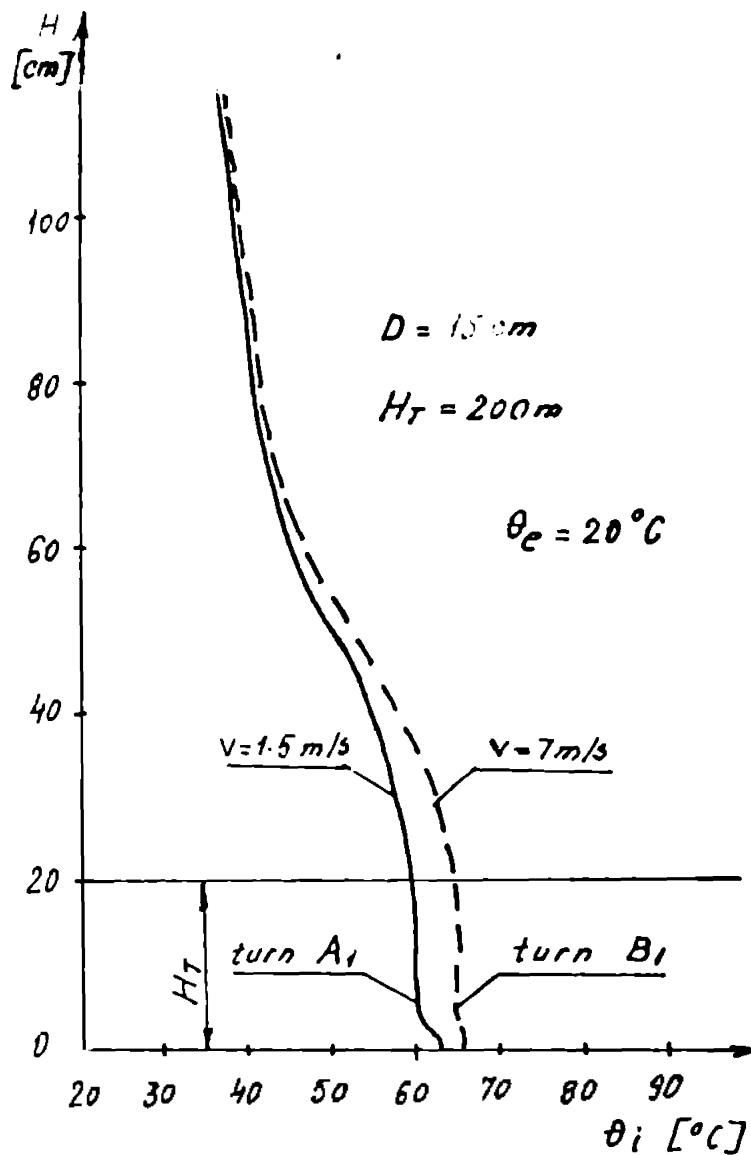


Fig. 6.17

Variația pe verticală a temperaturilor aerului din interiorul turnului cilindric A_1 , respectiv turnului hiperbolic B_1 , cînd funcționează o rezistență

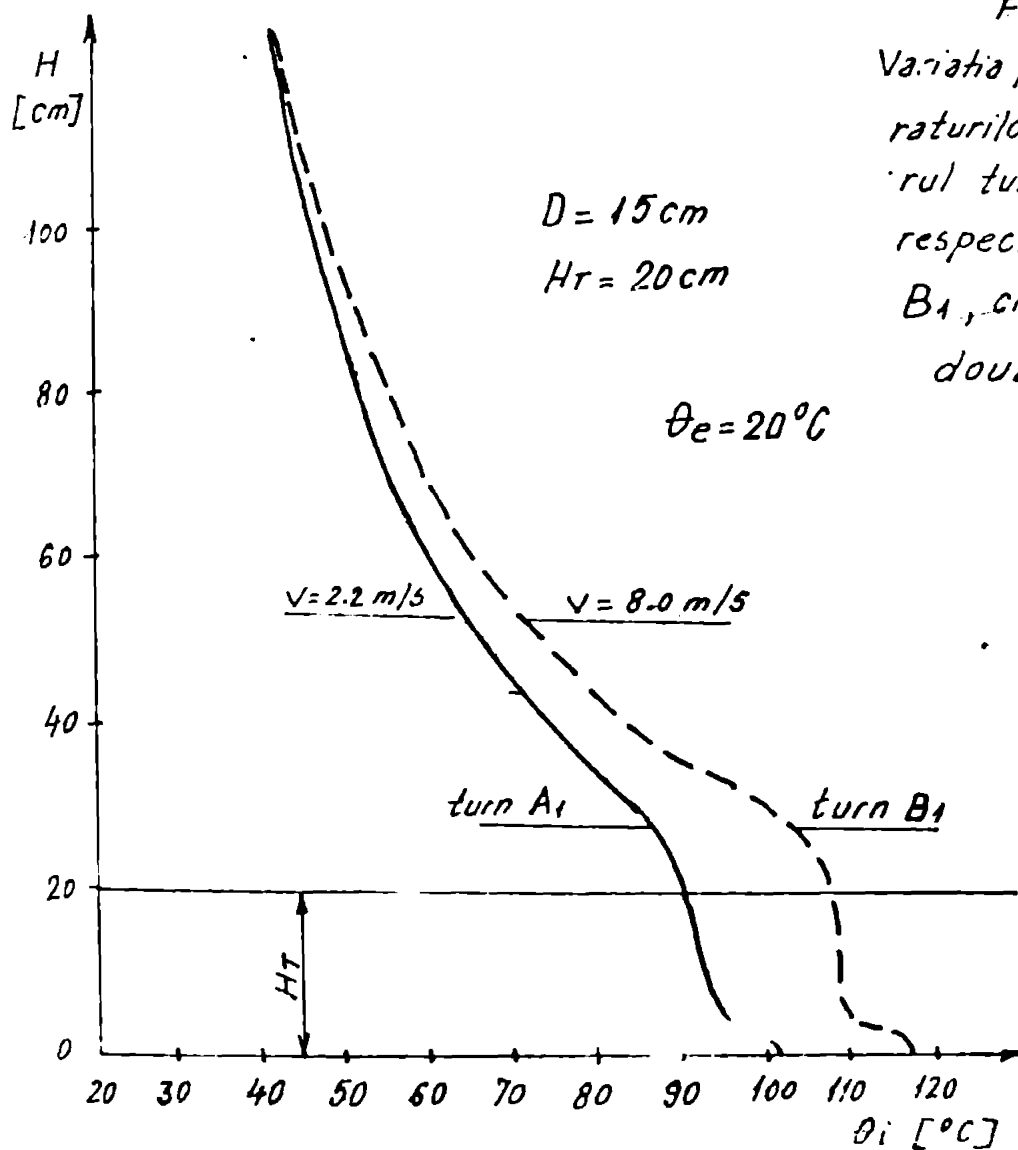


Fig. 6.18

Variația pe verticală a temperaturilor aerului din interiorul turnului cilindric A_1 , respectiv turnului hiperbolic B_1 , cînd funcționează două rezistențe.

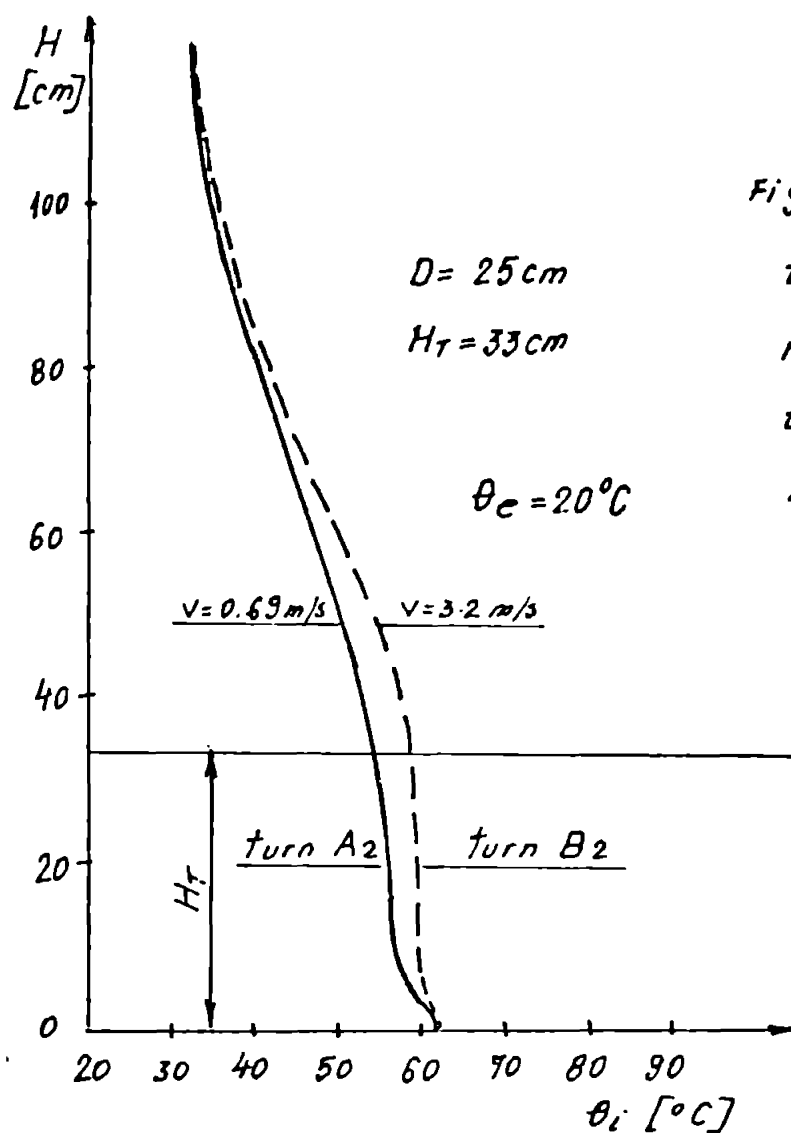


Fig. 6.19 Variația pe verticală a temperaturilor aerului din interiorul turnului cilindric A₁, respectiv hiperbolic B₂, cînd funcționează o rezistență

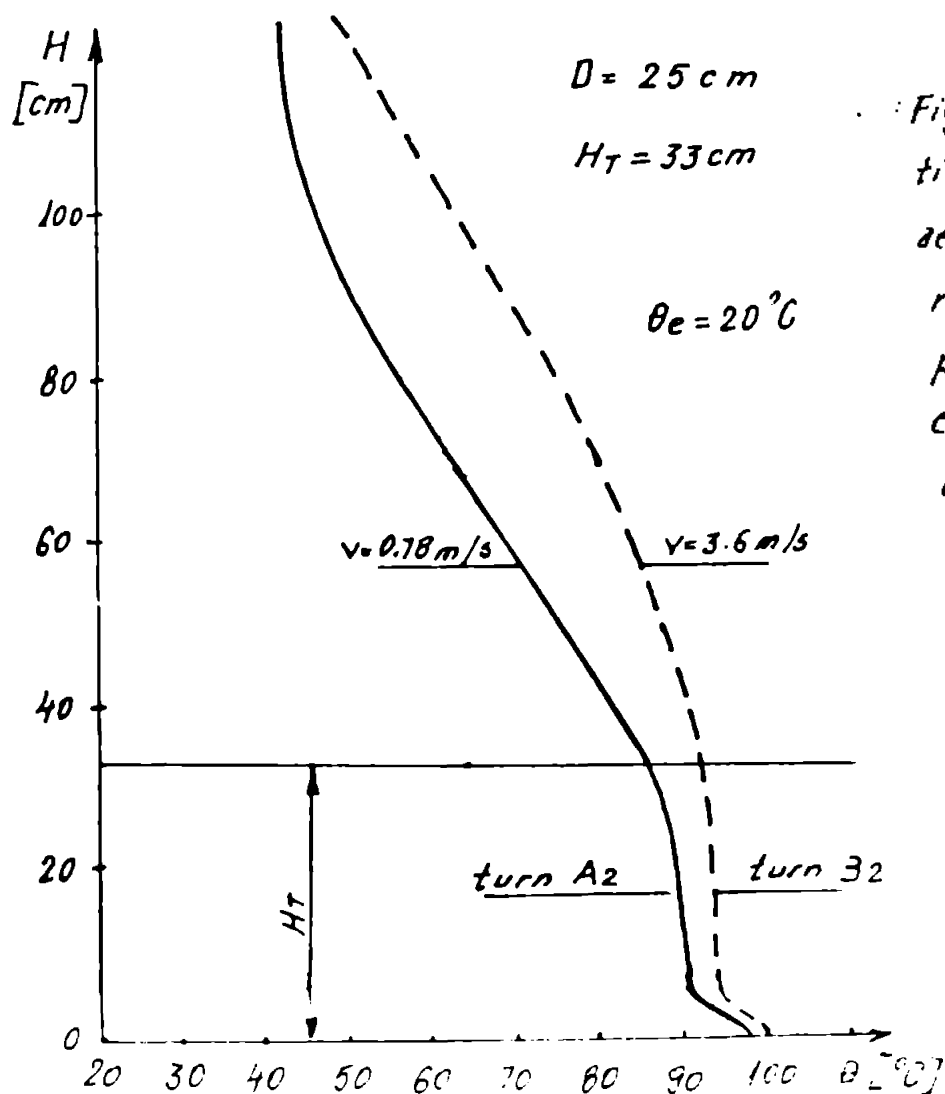


Fig. 6.20 Variația pe verticală a temperaturilor aerului din interiorul turnului cilindric A₂, respectiv hiperbolic B₂, cînd funcționează două rezistențe.

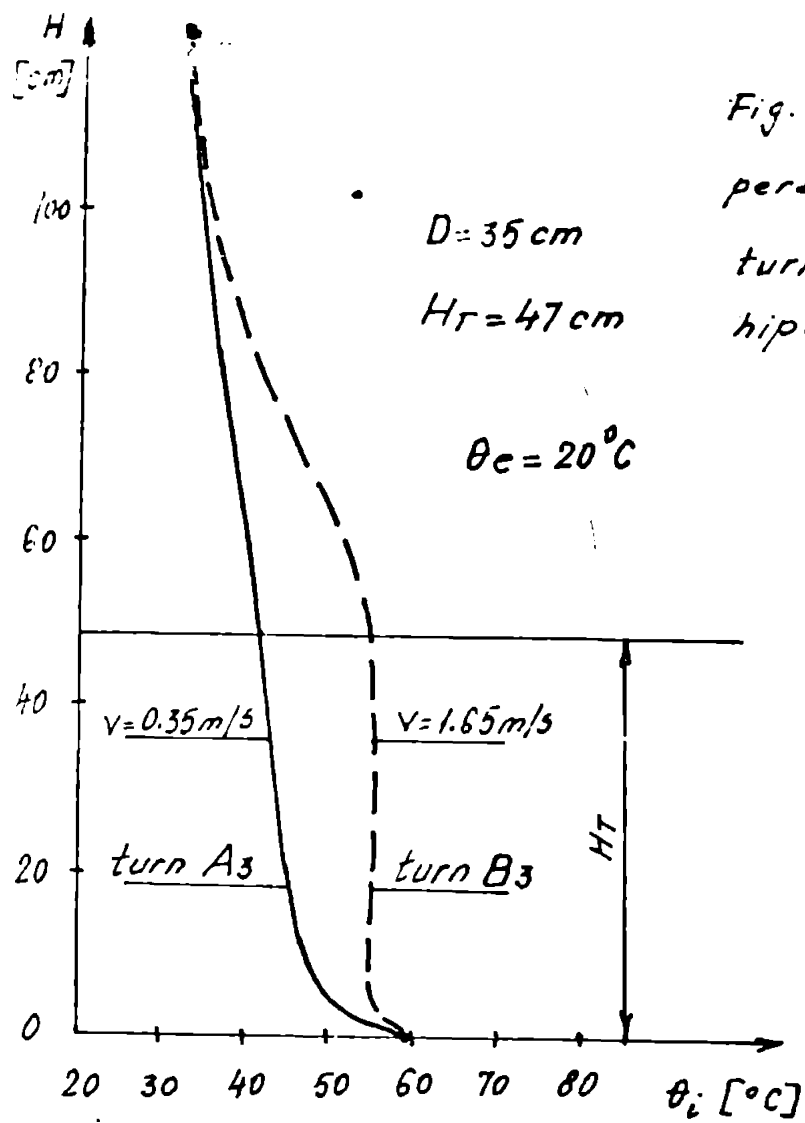


Fig. 6.21. Variația pe verticală a temperaturilor aerului din interiorul turnului cilindric A₃, respectiv hiperbolic B₃, cînd funcționează o rezistență.

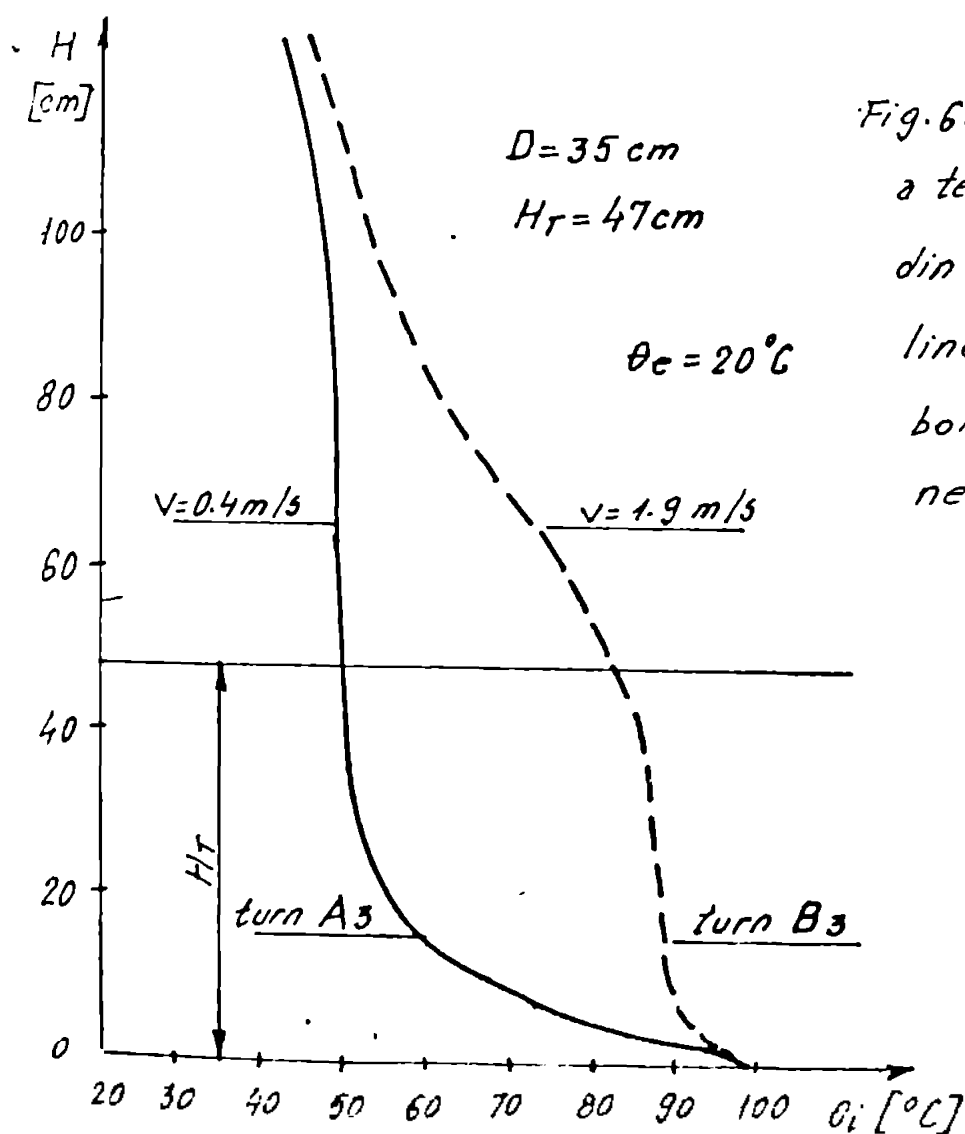


Fig. 6.22. Variația pe verticală a temperaturilor aerului din interiorul turnului cilindric A₃, respectiv hiperbolic B₃, cînd funcționează două rezistențe.

Tab. 6.15

Variația pe verticală a temperaturilor din turnul A3, cînd funcționează două rezistențe, cu placă perforată.

H cm	θ [°C]
	placă
0	100
5	92
10	90
15	90
20	90
25	90
30	90
35	90
40	90
45	90
50	87
55	81
60	72
65	67
70	62
80	58
90	54
100	53
110	50
120	48

Tab. 6.16

Variația pe verticală a temperaturilor din turnul A3, cînd funcționează două rezistențe, în condiții de vînt și liniște

H cm	θ [°C]	
	vînt	liniște
0	90	90
5	70	75
10	60	71
15	50	65
20	51	62
25	47	60
30	45	60
35	42	58
40	40	55
45	39	55
50	35	53
55	31	54
60	25	56
65	22	48
70	22	48
80	18	47
90	17	46
100	16	45
110	16	43
120	15	40

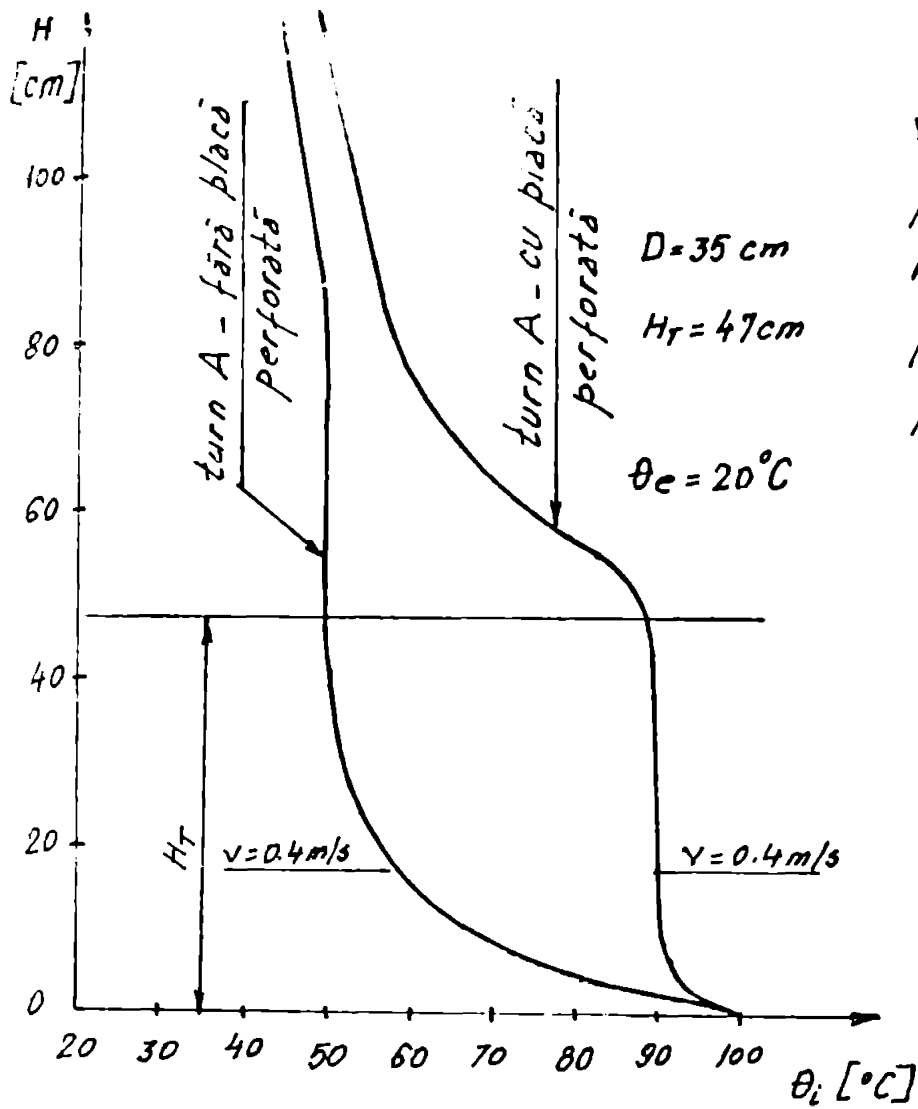


Fig. 6.23

Variația pe verticală a temperaturilor aerului din interiorul turnului A3, cu și fără placă perforată la partea superioară a turnului

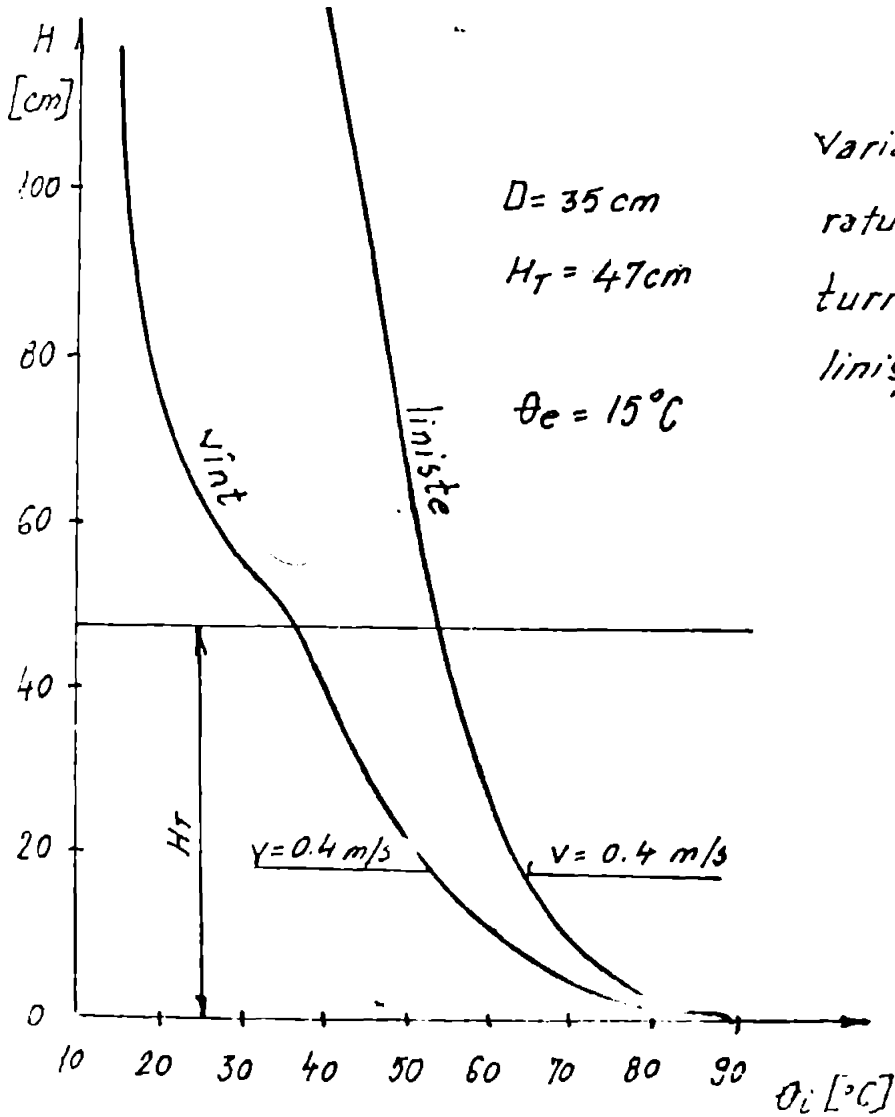


Fig. 6.24

Variația pe verticală a temperaturilor aerului din interiorul turnului A3, în situația de liniște și vânt.

6.2.3 Măsurători efectuate pe turnuri în natură

Pentru a evidenția prezența fenomenului de convecție din interiorul cojii, deci a surgerii neuniforme termic în coșurile de tiraj, am efectuat măsurători în natură la turnul de contracurent din incinta I.P.B. (fig.6.25), cât și la turnul de contracurent de la un grup de loc. M., CBT Galați (fig.6.26).

Ambele turnuri au fost cu tiraj natural.

Și de această dată variația temperaturilor aerului din coșul turnului a fost similară celor efectuate pe modele.

La trecerea prin sistemul de răcire, aerul se încălzește, ca apoi temperatura sa să scadă rapid, ca urmare a fenomenului de convecție. Cînd s-au efectuat măsurătorile, atmosfera era caldă, deci efectul convectiv din interior era produs practic numai de colcana de aer rece de deasupra turnului, care fiind mai grea, tinde să coboare în turu, unde aerul este mai cald, deci are densitate mai scăzută.

6.2.4 Vizualizări

Pentru a crea o imagine a modului de producere a fenomenului au fost efectuate vizualizări, utilizînd ca fluid apă, cea din tuburi fiind colorată.

În acest scop au fost utilizate vase de diferite dimensiuni, unul din capete fiind închis (fix), celălalt deschisindu-se lin, după introducerea vasului în bazinul cu apă.

Am analizat situația cînd mediul ambiant era cald, iar în tuburi era apă colorată rece (fig.6.27) și cazul similar turnurilor (cînd viteza agentului ar fi nulă) redat în fig.6.28.

În fig.6.27, fluidul din interior nu se amestecă cu cel exterior, cel din interior fiind rece și continuînd să rămîie în vas.

Spre deosebire de această situație, în cazul cînd în tuburi apa este caldă, deci mai ușoară, ca urmare a forțelor gravitaționale, apare un intens schimb convectiv.

Colorația apei se modifică brusc, apa din tub tinzînd să se ridice rapid.

Apar curenți convectivi descendenți sub forma unor tuburi de curant incolore (acestea reprezentînd apa din bazin), ce reprezintă și o mișcare de rotație, (tuburi de vârtej), care se colorează pe măsură ce progresează spre fundul vasului, cât și tuburi de vârtej colorate, similare ca formă, ascendenți, provenite din apa caldă aflată în tub și care este amestecată mai mult sau mai puțin

cu apa rece din bazin, care a pătruns în vas.

Densitatea curenților descendenți este mai mare spre periferia tubului, decât a celor ascendenți, spre centrul tubului.

Un fenomen similar au putut observa și în turnul de răcire, când aerul din coș era suprasaturat, în această situație mișcarea aerului putând fi vizibilă, ea producându-se sub forma unor vâlătuți.

6.3 Utilitatea cunoașterii "fenomenului convectiv", direcții de cercetare

În urma experimentelor și măsurătorilor pe care le-am efectuat, a fost pus în evidență existența unui fenomen de convecție în interiorul coșului, ca urmare a forțelor gravitaționale, fenomen determinat în diminuarea tirajului.

Prin aceasta se demonstrează că în coșul de tiraj, curgerea nu este adiabatică și fără amestec cu aer exterior (ipoteză luată în teoriile anterioare), ci curgerea are un caracter neuniform termic, datorită convecției din interiorul turnului, iar temperatura medie a aerului în secțiune scade rapid, încă de la baza coșului, fenomen ce este amplificat de spirita vântului.

Experiențele confirmă prezența și efectul pozitiv al coloanei de aer cald de deasupra coșului de tiraj.

Fenomenul de convecție semnalat, este prezent la toate coșurile de tiraj, el având o pondere cu atât mai mare cu cât diferența de densitate între aerul interior și cel exterior are o valoare mai ridicată, diametrul coșului mai mare și viteza aerului mai scăzută.

Se precizează că forma hiperbolică a coșului este superioară din punct de vedere al tirajului, față de cea cilindrică, iar prin introducerea unei rezistențe aerodinamice la partea superioară a coșului, care să frâneze convecția, performanța turnului se poate îmbunătăți în măsura în care suplimentul de tiraj realizat, depășește pierderea suplimentară de presiune.

Cu ocazia prezentării acestei probleme la consiliul rectoral al CASR din decembrie 1984, specialiștii R.D.G. au afirmat că preocupări similare sînt și în această țară.

Prin prelucrarea experiențelor prezente și viitoare, se urmărește stabilirea unor relații criteriale, care să determine mărimea tirajului, ținînd seama de fenomenele relatate anterior, iar pe baza fenomenului evidențiat, se vor întreprinde cercetări în scopul optimizării formei coșurilor, astfel încît tirajul turnului să fie cît mai eficient.

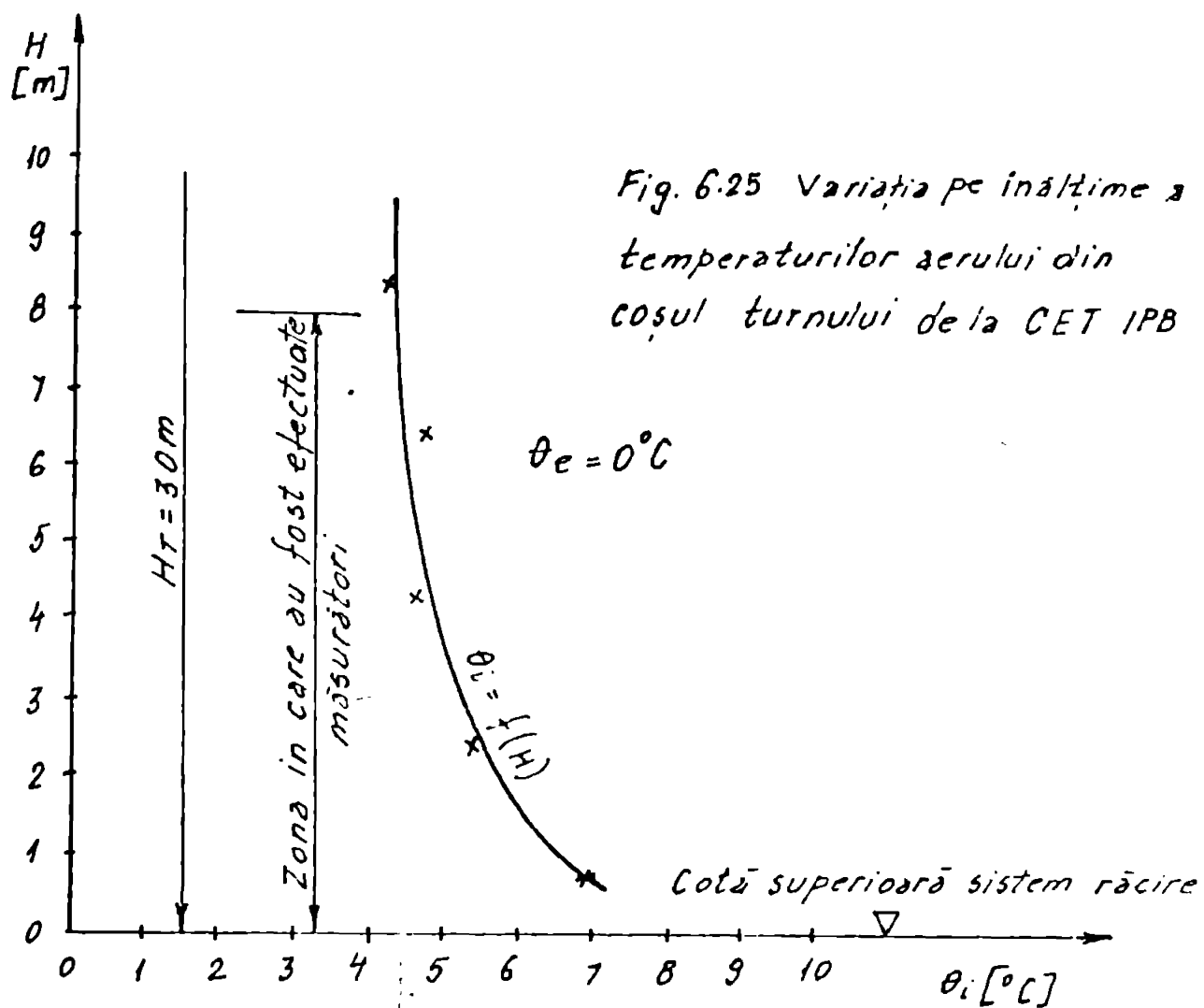
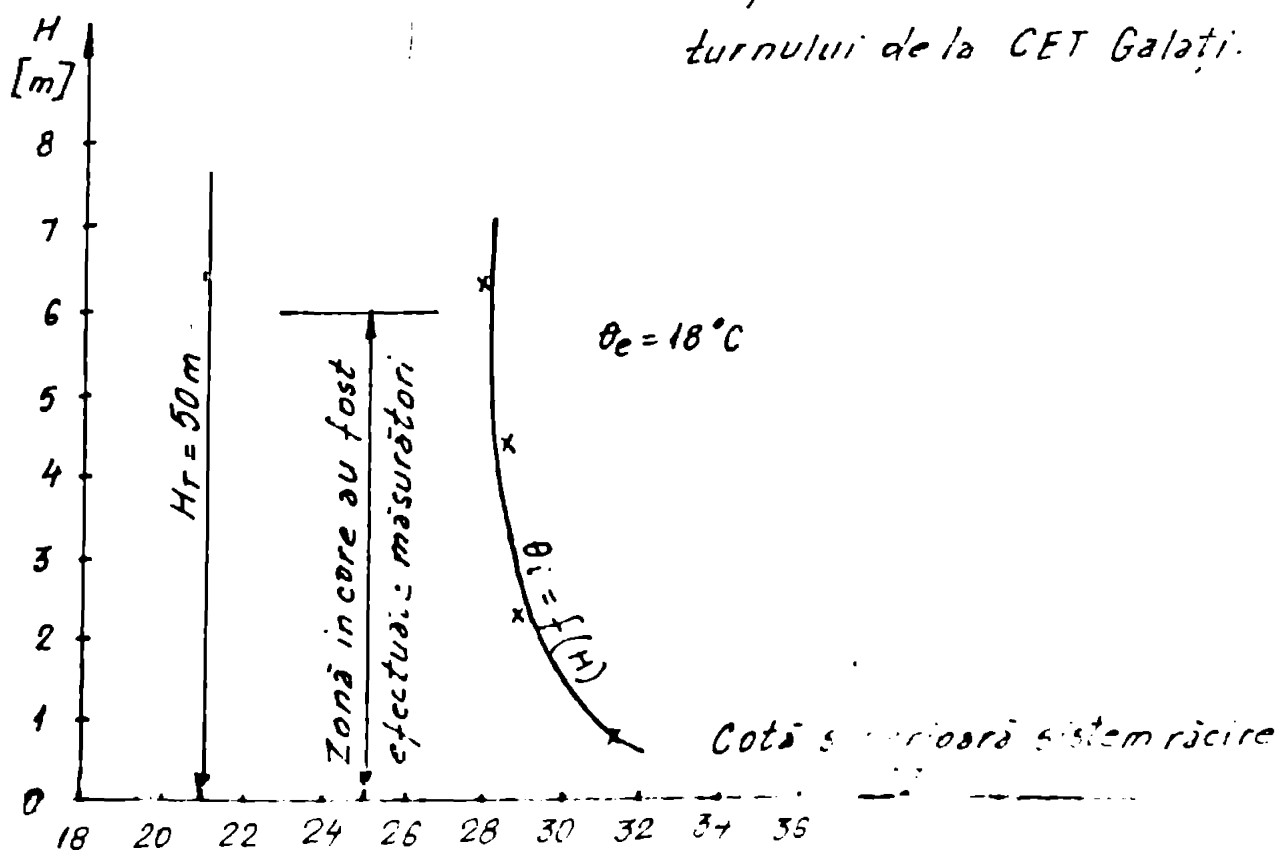


Fig 6.26. Variația pe înălțime a temperaturilor aerului din coșul turnului de la CET Galați.



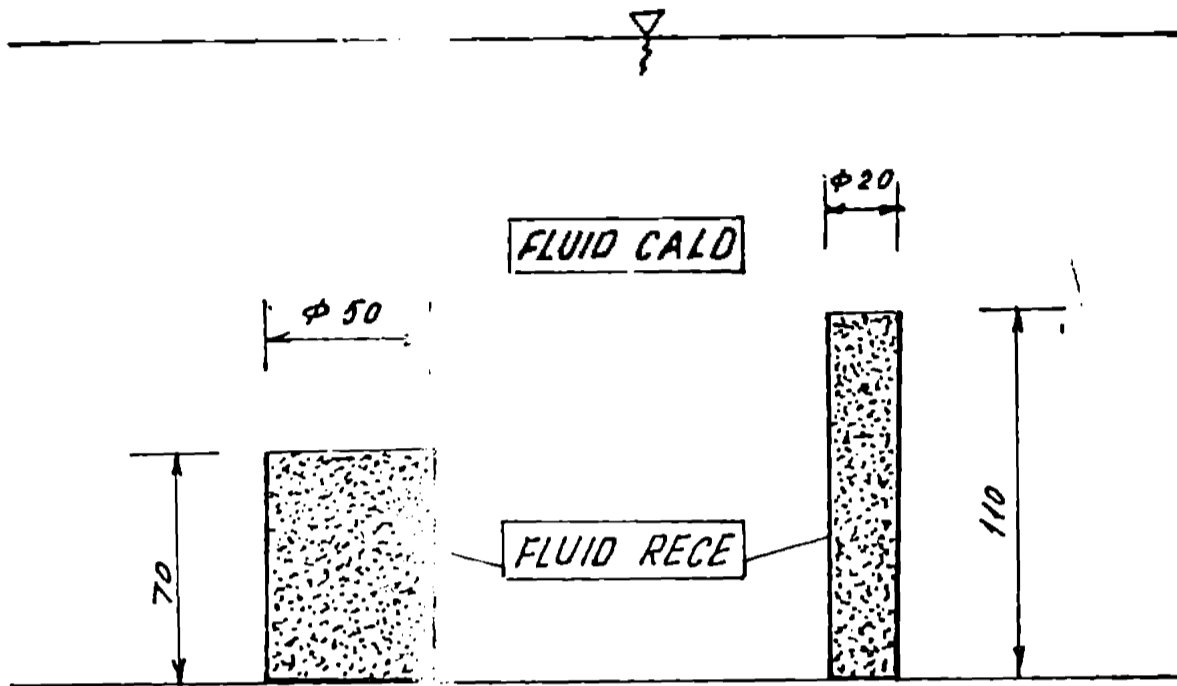


Fig.6.27. Vizualizāri - in tub. fluid rece

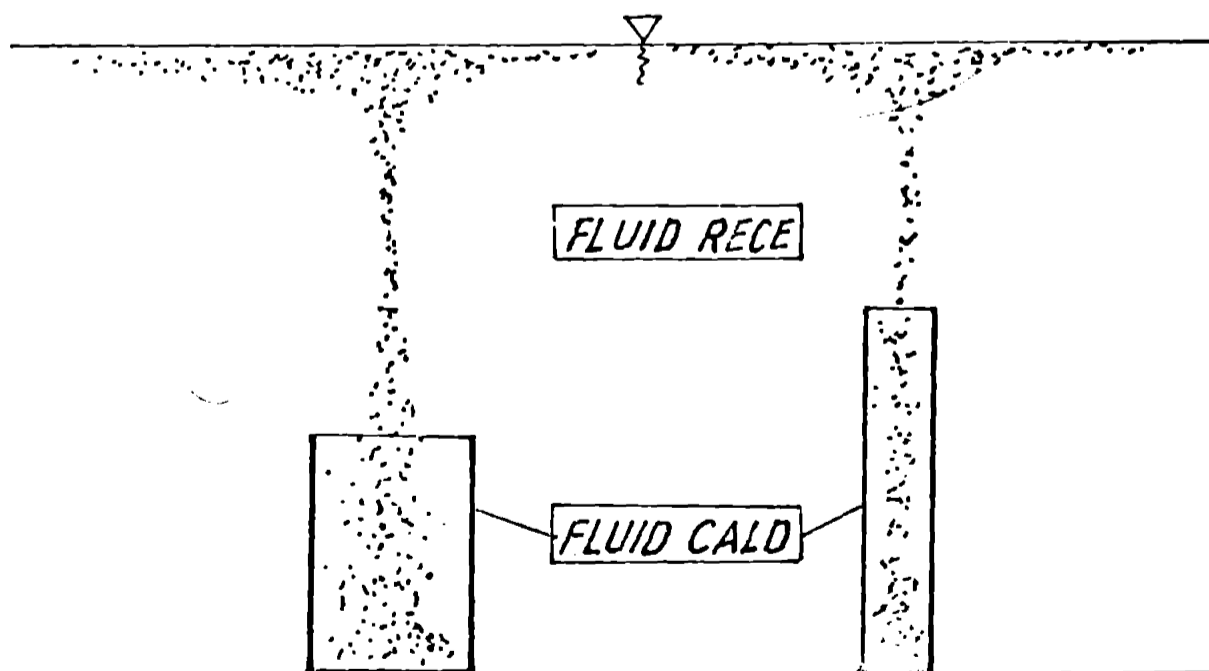


Fig.6.28 Vizualizāri - in tub fluid cald.

Cap.7 CONCLUZII FINALE

Lucrarea prezentată caută să rezolve o parte din problemele legate de studiul turnurilor de răcire, atât sub aspect teoretic, cât și pentru utilități practice, în proiectare și exploatare, urmărindu-se atât comportarea termică, cât și comportarea aerodinamică a acestora.

Sunt expuse principalele sisteme de răcire a apei, problemele actuale care se pun în proiectarea și exploatarea acestor tipuri de schimbătoare de masă și căldură, în special a turnurilor de mare capacitate care se construiesc și a celor de foarte mare capacitate destinate răcirii apei în cadrul centralelor nucleare ce se vor construi, centrale a căror pondere în producția de energie electrică va deveni din ce în ce mai însemnată în economia națională.

Tratându-se fenomenele de schimb de masă și căldură, lucrarea abordează și teoria stratului limită (dinamic, termic și difuziv) care influențează în mod hotărâtor procesele de schimb între aer și apă, arătându-se modul în care intensitatea proceselor de transfer de substanță și căldură poate fi majorată.

În vederea unei analize detaliate și eficiente a turnurilor de răcire, pentru probleme teoretice și practice, au fost elaborate personal programul de calcul CONT 1 (cap.3) pentru turnurile în contracurent și programul TRAN 1 (cap.4) pentru turnuri în curent transversal.

În cadrul programelor sus-menționate, s-au utilizat patru metode de calcul:

- "Metoda diferențelor finite " (LDF)
- "Metoda diferențelor finite cu reziduu" (MDFR)
- "Metoda Berman " (MB)
- "Metoda Berman cu reziduu" (MBR)

Metodele MDF și MB sînt menționate în literatură de specialitate.

Celelalte două metode MDFR și MBR reprezintă contribuții originale, demonstrându-se utilitatea lor în calculul turnurilor de răcire, insistîndu-se asupra oportunității utilizării "metodei diferențelor finite cu reziduu" (MDFR), care ia în considerare toți factorii care influențează schimbul de masă și căldură dintre cei doi agenți, fiind deci mult mai exactă decît metodele MB și MBR, iar comparativ cu metoda MDF pentru același grad de precizie al rezultatelor, timpul de rulare este considerabil mai scurt, în

plus, eliminându-se anomaliiile care apăreau în cazul metodei MDF la un număr mai redus de intervale.

În scopul cunoașterii comportării turnurilor existente și determinarea performanțelor de răcire ale acestora, se prezintă o metodă originală, pe care am denumi-o "metoda turnurilor echivalente" și care este argumentată atât din punct de vedere teoretic (prin relații de calcul, grafic, prin rezultate obținute cu ajutorul programelor de calcul), cât și practic, pe turnuri de răcire existente.

În acest fel au putut fi determinate performanțele turnurilor cu tiraj natural de la CET - I.P.B., CET Iași, CET București-Sud, CET Rovinari și a turnului cu tiraj forțat în curent transversal de la CET Iași.

Metoda "turnurilor echivalente" dă și posibilitatea de a oferi date referitoare la rezistența aerodinamică a turnurilor existente, ce pot fi utilizate în proiectarea viitoarelor turnuri de răcire.

Pentru prelucrarea datelor experimentale am elaborat personal, programele CONT₂ și TRAN₂ pe baza cărora se stabilește turnul echivalent din punct de vedere termic și aerodinamic cu turnul real, ambele turnuri având practic aceleași performanțe sub aspectul răcirii apei.

Se prezintă, de asemenea, o contribuție originală, reprezentând experimente și măsurători, prin care s-a evidențiat existența unui fenomen convectiv la partea superioară a coșului turnurilor, care influențează mult tirajul, efectul lui fiind de diminuare a acestuia.

Datorită curenților convectivi descendenți, care se propagă în interiorul coșului, aerul rece pătruns diminuează temperatura aerului din coș și prin aceasta, tirajul.

Cercetări ulterioare vor urmări stabilirea unor relații de calcul cât mai adecvate pentru tiraj și optimizarea formei coșurilor turnurilor de răcire, avându-se în vedere existența fenomenului relatat anterior.

Prin cele menționate, au putut fi rezolvate problemele legate de calculul termic și aerodinamic, determinarea performanțelor turnurilor existente, iar prin evidențierea "fenomenului convectiv" s-au stabilit noi direcții în cercetare, având ca scop construcția unor turnuri de răcire cât mai eficiente.

Contribuțiile originale din prezenta lucrare sînt următoarele:

1. programul CONT 1 pentru calculul termic și aerodinamic al turnurilor de răcire în contracurent

2. programul TRAN 1 pentru calculul termic și aerodinamic al turnurilor de răcire în curent transversal
3. elaborarea metodei originale "metoda diferențelor finite cu rezidu" (MDFR), pentru turnuri :
 - în contracurent
 - în curent transversal
4. elaborarea metodei originale "metoda Beresa cu rezidu" (MBR), pentru turnuri:
 - în contracurent
 - în curent transversal
5. corecția temperaturii în zona de supra-saturație și a densității ploii pe înălțimea sistemului de răcire.
6. elaborarea metodei originale "metoda turnurilor echivalente"
7. argumentarea teoretică a existenței turnurilor echivalente
8. programul COMF 2 pentru turnuri în contracurent, în scopul prelucrării datelor experimentale și determinării turnurilor echivalente
9. programul FRAN 2 pentru turnuri în curent transversal, în scopul prelucrării datelor experimentale și determinării turnurilor echivalente
10. efectuarea și prelucrarea măsurărilor la turnul de răcire CST.-I.P.B.
11. găsirea și evidențierea unui fenomen convectiv cu influențe negative asupra tirajului
12. proiectarea și realizarea standului experimental pe apă pentru evidențierea fenomenului convectiv
13. proiectarea și realizarea standului experimental pe aer, pentru evidențierea fenomenului convectiv
14. vizualizări ce evidențiază fenomenul convectiv
15. măsurători la turnurile CST.-I.P.B. și CST Galați pentru a evidenția existența fenomenului convectiv la turnurile din astud

B I B L I O G R A F I E

1. Alis, V - A critical survey of the calculation of natural and mechanical draught water cooling towers, by means of criteria, mean enthalpies difference of moist air and efficiency coefficient, Maşinstove Tehnica (1965)₂
2. Arjanikov, N. S. şi Maitev, V. M. - Aerodinamica Tred. linba rusă. Buc. Ed. Tehnică 1954
3. Bakhvalov, N. Méthodes numériques, Edition MIR Moscou-1976
4. Bădescu, Fl. şi Sava, M. - STAS-977a/74 Instalații de răcire a apei - Turnuri de răcire - Verificarea performanțelor terice
5. Bădescu, Fl. - Ardeleanu, S. - Sava, M. - Program pentru calculul turnurilor de răcire hiperbolice cu tiraj natural în contracurent ISPE-1971 - CT nr. 1376 - 26.06.71
6. Baker, D. şi Shryock, H. - A comprehensive approach to the analysis of cooling tower performance - Journal of Heat Transfer 9(1961)
7. Bădescu, Fl., Sava, J. M. - STAS 9179/74 - Construcții hidrotehnice - Instalații de răcire a apei - Clasificare, terminologie, simboluri și unități de măsură
8. Berliner, P. - Kühltürme mit natürlichen Zug-Klima + Kälte. KI 8/74 Teil 4, 2 Seite 83
9. Berliner, P. - Gegenwärtige Kühltürmetechnik - Wärme - Band 80 Heft 3
10. Berman, L. D. - Evaporative cooling of circulating water - Pergamon Press Oxford London New-York Paris - 1961
11. Ceaușescu, M. - Raport la cel de-al XIII-lea congres al P.C.R. Ed. politică - București - 1984
12. Carabogdan, I. Gh., Bădea, A. - Ionescu, L., Luca, A., ș. a. - Instalații terice industriale - Ed. tehnică 1978
13. Chapelle, M. - Refrigérants atmosphériques à tirage naturel (Revue Général Terrique Nr. 46-4 - 1965).

14. Chilton, H.- Performance of Natural Draught Water Cooling Towers (Proc. Inst. EC. Engn. 9 9 II (1952) Nr. 7- 52
15. Chiriac, Fl., Leac, A., șca.-Procese de transfer de căldură și de masă în instalațiile industriale Ed. Tehnică -1982
16. Chiriac, Fl.- Tipizarea turnurilor de răcire cu tiraj forțat pentru debite de 500-3000 m³/h Eul. Inst. Constr. Buc. 13 (1970)
17. Ciobanu, S., Snache, M.- Cercetarea performanțelor și a coeficientului de schimb de căldură și masă la turnurile de răcire de tip existent ICEBERG - 1969
18. Ciobanu, S.- Compararea turnurilor de răcire ICEBERG- 1968
19. Ciobanu, S., Snache, M.- Cercetări termice și aerodinamice pentru turnuri de răcire de mare capacitate-ICEBERG- 1974
20. Cinski, E. D.-Brevet de invenție Nr. 81771-81
21. Dănescu, A. _ Tratat de termodinamică Ed. didactică și pedagogică Buc.-1981
22. Davidescu, A.- Termodinamică- Ed. didactică și pedagogică- 1964
23. Dino, P. -Programarea în Fortran-Ed. didactică și pedagogică- Buc.-1971
24. Eckert, E. P. G.-Heat and Mass Transfer-New-York Toronto London 1959
25. Fritzsche, P.-Der Kreisstrom Kühlturm-Brennstoff Wärme Kraft 20 (1968) Nr. 2 Februar
26. Gelfand, N. E.- Diferențialne uravnenia teplovo rasciata poperecinu protivotocinuh gradireni v estestvenih koordinatih.-Izvestia 92 -1970
27. Grecov, D., Iordache, I., Antonescu, M.- Arderea combustibililor gazoși-Ed. Academiei R. S. R.-1969

28. Hanqoul, A., Hervouet, J.M. - La modelation numérique en mécanique des fluides - Spure 5 - jan.1985
29. Heller, L., Forgo, L. - Cooling by dry towers. Paper IV 5, Conferința Mondială a Energiei București, 1971
30. Jădărescu, M. - Contribuții la studiul schimbului de căldură și substanță în turnurile de răcire. - Teză doctorat - 1981
31. Jădărescu, M., Ungureanu, C., Oancea, N., Neagra, D. - Cercetări experimentale asupra comportării termice și aerodinamice a ruloarelor din mase plastice, ca umplutură a turnurilor de răcire în contracurent - Sesiunea științifică Institutul Politehnic Cluj Napoca - 28-29 oct. 1978
32. Leonăchescu, N. - Termotehnică - Ed. didactică și pedagogică București 1981.
33. Lowe, M.I., Christie, D.G. - Heat transfer and pressure drop data of cooling towers packings, and model studies of the resistance of natural draught towers to airflow. ASME International Heat Transfer Conference 1961 page V.
34. Mihnev, M.A. Bazele transmisiei căldurii Traducere din limba rusă - București - Ed. Energetică de Stat 1953
35. Miller, C.W., Pflaumbein, H.J. - Rinnen für große Kühltürme - V.G.B. Kraftwerkstechnik 64 Heft 9 Sept. 84
36. Molyneux, F. - Counter and cross-flow cooling towers - Chem. Pr. Engng. 48 (1967) 5
37. Morozov, V.A., Gonciarov, V.V. - Usoverestvovanie teplovo raschiota visocoproizvoditelnih protivotocilnih tasenih gradirez - Izvestia - 92 - 1970
38. Moșoiu, C. - Centrale termice și hidroelectrice Ed. Didactică și pedagogică București 1974
39. Moșoiu, C. - Poluarea termică, o problemă actuală a energiei românești - Energetica, nr. 2 - 1975
40. Moșoiu, C. - Centrale nucleare de mare putere, Ed. tehnică - București 1976
41. Moșoiu, C. ș. a. - Posibilități de economisire a energiei și combustibilului în centralele termoelectrice și de termoficare - Ed. tehnică București 1976

42. Moțoiu, C., Sava, M., - Modelarea circuitului de răcire al condensatorului la grupul de 330 MW - Sesiune comunicări 35 de ani activitate ISPE-ISPHE-Buc.6 - 8 dec.1984
43. Moțoiu, C., Sava, M. ș. a. - Optimizarea răcirii la grupuri de mare putere cu abur saturat, în circuit închis - A XI Conferința a termoeconomicienilor din România - dec.1984
44. Moțoiu, C., Șebere, Fl., Sava, M., - Studiu privind stabilirea soluției tehnice pentru sistemele de răcire în circuit închis cu privire la optimizarea părții reci a turbinei otr 644/15-02.1984 IPB-IRHE
45. Mușatescu, V., Sava, M., ș. a. Cercetări experimentale pe stația pilot de răcire uscată ctr.6.09/4, III 1980 IPB - ICSEKNSFG
46. Niculescu, St. - Inițiere în Fortran - Ed. tehnică 1972
47. Oancea, M., Ungureanu, C., Negru, D. - Tehnologii noi în construcția umplaturilor turnurilor de răcire - Sesiunea științifică Institutul Politehnic Cluj-Napoca oct.1978
48. Oancea, M., Jădăneanț, M. - Cercetări experimentale asupra proceselor de schimb termic și de masă în turnurile de răcire în contracurent încrucișat - Energetica 2 (1972) 3.
49. Otis, M. - System designs for dry cooling towers - Power Engng (1977) 9
50. Prudon, D. - Un nouveau type de refrigerant SCAM - Technique CEM nr.117 nov.1983
51. Sava, J. M. - Calculul termic al turnurilor de răcire cu tiraj forțat - Ctr 6476 - SF - ISPE București 1972
52. Sava, J. M. - Program de calcul termic și aerodinamic al turnurilor de răcire în contracurent și curent transversal - Sesiunea de comunicări științifice IPB 3-4 dec. 1982
53. Sava, J. M. - Referat doctorat - 1 - IP Timișoara 1976
54. Sava, J. M. - Referat doctorat - 2 - IP Timișoara 1976
55. Sava, J. M. - Program de calcul termic și aerodinamic pentru turnuri de răcire umede - Rezultate comparative

obținute prin diferite metode de calcul- Conferința Națională de Energetică București-România 23 - 25 nov.1983

56. Sava, J.M.- Influența curgerii neuniforme termic asupra tirajului turnurilor de răcire - a XI-a Consfătuire a termoengeticienilor din România - dec.1984
57. Sava, J.M. - Modificarea înălțimii de tiraj a turnurilor de răcire datorită convecției de la partea superioară a coșului- în curs de publicare la revista Energetica 1985
58. Sava, J.M.- Program de calcul pentru rezolvarea problemelor de conducție în regim staționar și nestaționar, cu condiții la limită tip Diriclet și Neuman- Sesiune comunicări științifice I.P.B. 3 - 4 dec.1982
59. Spangemacher, K.- Charakteristik von Kühltürmen mit natürlichem und künstlichem Zug.- Brennstoff Wärme Kraft 16 (1964) 5 mai
60. Ștefănescu, D., Grünwald, B., ș.a.-Bazele termotehnicii - Sd.didactică și pedagogică 1970
61. Tesche, V. Untersuchungen Zur optimalen Schalenkontur großer Naturzugkühltürme. V.G.B.Kraftwerkstechnik 64 Heft 9 sept 1984
62. Theil, H.- Utilaje termice - Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara -1981
63. Toma, M., Odăgescu, I.- Metode numerice și subrutine-Sd.tehnică Buc. 1980
64. Taloș, A.- Elemente pentru schimbul de căldură din turnurile de răcire-Brevet invenție 66821 -10-8.76
65. Ungureanu, C., Oancea, N., Negru, D.- Contribuții la determinarea coeficientului de transfer de căldură și masă la turnurile de răcire în curent încrucișat -Bul.St.și Tehnic I.P.Timișoara-1974
66. Ungureanu, C., Oancea, N., Negru, D., Neiss, Fr.- Stabilirea performanțelor rulourilor din mase plastice în schimbul de căldură și masă în curent încrucișat Bul.St.și Tehnic I.P.Timișoara 1977
67. Ungureanu, C., Oancea, N., Negru, D.- Cercetări experimentale privind schimbul de căldură și masă în curent transversal cu umplutură de material plastic-Bul.St.și Tehnic I.P.Timișoara 1978

68. Ungureanu, C., Oancea, N., Negru, D. - Cercetări termice privind comportarea umpluturilor din plase de material plastic, dispuse orizontal într-un element de schimb prin care apa și aerul circulă în curent încrucișat. Bul.St. și Tehnic I.P.Timișoara 1977
69. Vlădea, I., Ungureanu, C., Oancea, N., Gutmayer, H. - Theoretisches und experimentelles Studium der termischen Vorgänge in Kreuzstrom-Kühltürmen - Energietechnik 22 Heft 8 - august 72
70. Vlădea, I. - Instalații și utilaje termice Ed. tehnică - București 1966
71. Vlădea, I. - Tratat de termodinamică tehnică și transmiterea căldurii - Ed. didactică și pedagogică București 1974
72. Vlădea, I., Ungureanu, C., Oancea, N., Negru, D. - Cercetări experimentale privind granulometria picăturilor de apă în turnurile de răcire în curent încrucișat - Bul.St. și Tehnic - I.P.Timișoara - 1970
73. Voinescu, V., ș.a. - Indrumătorul instalatorului - Ed. Tehnică București 64
74. Vraciu, G. - Metode numerice cu aplicații în tehnica de calcul - Scrisul românesc Craiova 1982
75. Vucalovici, M. - Proprietățile termodinamice ale apei și aburului (trad. limba rusă) Ed. tehnică 1968
76. Zembaty, W., Konikowski, T. - Untersuchungen über den aerodynamischen Widerstand von Kühltürmen - Brennstoff Wärme Kraft 23 (1971) Nr. 10
77. Recomandările comisiei pentru căldură reziduală 82-8 din RFF-VGB Kraftwerkstechnik 63, iulie 1983.
78. Analiza economică a părții reci a ciclului pentru o CNE din RFG unitate WR 1350 MW Tip Biblis cu condensator cu țevi din oțel INOX-VGB Kraftwerkstechnik 61 - octombrie 1981