

# DIMENSIONAREA TURNURILOR DE RĂCIRE UMEDE ÎN CONTRACURRENT PENTRU REGIMUL NOMINAL DE FUNCȚIONARE

Vlad Gabriel DUMITRU<sup>1</sup>, Nicolae BĂRAN<sup>2</sup>, Ioana Corina MOGA<sup>3</sup>,  
Elena Laura MOGA<sup>4</sup>

<sup>1</sup> Oficiul de Stat pentru Invenții și Mărci,

<sup>2</sup> Facultatea de Inginerie Mecanică și Mecatronică – U.P.B.,

<sup>3</sup> SC DFR Systems SRL, <sup>4</sup> Apa Nova – București

**REZUMAT.** În prezenta lucrare se prezintă dimensionarea turnurilor de răcire umede în contracurent care presupune efectuarea unor calcule necesare pentru dimensionarea tehnologică și pentru trasarea diagramelor de lucru, calcule necesare pentru dimensionarea constructivă, calcule tehnico-economice și stabilirea variantei optime. S-a concluzionat că în dimensionarea turnurilor de răcire umede cu tiraj natural în contracurent, calculul termic și calculul aerodinamic joacă rolul cel mai important pentru dimensionarea tehnologică, având un rol foarte important și pentru dimensionarea constructivă a turnului de răcire.

**Cuvinte cheie:** turn de răcire umed în contracurent, calcul termic, calcul aerodinamic, ecuații de transfer de căldură și masă.

**ABSTRACT.** This paper presents sizing counterflow wet cooling towers which involves performing calculations necessary for designing technological and drawing diagrams thing necessary for sizing design calculation, technical and economic calculations and determining the optimal variant. It was concluded that the sizing wet cooling towers with natural draft counterflow, heat calculation and calculation of aerodynamic plays the most important role for designing technology with a very important and constructive dimensioning of the cooling tower.

**Keywords:** counterflow wet cooling towers, thermal calculations, calculating aerodynamic, equations of heat and mass transfer.

## 1. INTRODUCERE

În condițiile geoclimatice și economice ale României se folosesc în exclusivitate turnurile de răcire umede. În cadrul acestor instalații, cei doi agenți (apa și aerul) sunt în contact nemijlocit unul cu celălalt (se amestecă) și schimbă căldură, atât prin convecție cât și majoritar, prin evaporare [1].

Spre deosebire de turnurile de răcire umede, turnurile de răcire uscate sunt schimbătoare de căldură cu țevi cu aripioare, în care apa circulă prin interiorul țevilor și aerul prin exteriorul țevilor. În aceste turnuri, schimbul de căldură se realizează numai prin fenomenul de convecție [1].

Prin definiție sistemul de răcire în contracurent este acela la care cei doi agenți au aceeași direcție, dar sensuri opuse de curgere, iar sistemul de răcire în curent transversal este acela la care direcțiile de curgere ale celor doi agenți se încrucișează [1].

## 2. DIMENSIONAREA TURNULUI DE RĂCIRE ÎN CONTRACURRENT

Studii tehnico-economice efectuate în țară și în străinătate au demonstrat că în țara noastră se im-

pune construirea turnurilor de răcire cu tiraj natural. La aceeași capacitate termohidraulică un turn de răcire cu tiraj forțat ar fi prezentat cheltuieli operaționale mai ridicate față un turn de răcire cu tiraj natural datorită consumului energetic al ventilatoarelor.

Dimensionarea turnului de răcire cu tiraj natural în contracurent presupune în primul rând efectuarea unor calcule termice și aerodinamice.



Fig. 1. Turnuri de răcire umede în contracurent.

## 2.2. Calculul termic al turnurilor de răcire în contracurent

Calculul termic se bazează pe transpunerea matematică a legilor care guvernează transferul de căldură și substanță la suprafața de contact dintre apă și aer în elementul de volum.

## DIMENSIONAREA TURNURILOR DE RĂCIRE UMEDE ÎN CONTRACURRENT

Ecuțiile diferențiale de bilanț și transfer sunt următoarele [2, 3]:

– ecuația de bilanț de masă:

$$D_{aer\ uscat} \cdot dx = dD_{apa\ T}$$

unde:  $D_{aer\ uscat}$  este debitul de aer uscat vehiculat prin turnul de răcire [ $m^3/s$ ];  $D_{apă\ TR}$  – debitul de apă la ieșirea din turnul de răcire [ $m^3/s$ ];  $x$  – umiditatea absolută a aerului [ $kg/kg$  aer uscat];

– ecuația de bilanț de energie:

$$\begin{aligned} D_{aer\ usc} \cdot dh_{aer} &= d(D_{apa\ TR} \cdot c_{apa} \cdot t) = \\ &= D_{apă\ TR} \cdot c_{apa} \cdot dt + c_{apa} \cdot t \cdot dD_{apa\ TR} \end{aligned} \quad (2)$$

unde:  $h_{aer}$  este entalpia aerului [ $kJ/kg$ ];  $c_{apă}$  – căldura specifică a apei [ $kJ/kg \cdot K$ ];

– ecuația de transfer de masă (debitul de apă evaporat):

$$dD_{apă\ TR} = \sigma \cdot (x'' - x) \cdot dS \quad (3)$$

unde:  $\sigma$  este coeficientul de transfer de masă [ $kg/s \cdot m^2$ ];  $x''$  – conținutul de umiditate al aerului la saturație la temperatura apei [ $kg/kg$  aer uscat];  $x$  – conținutul de umiditate în curentul de aer ce străbate turnul [ $kg/kg$  aer uscat];  $S$  – suprafața de schimb [ $m^2$ ];

– ecuația de transfer de energie:

$$\begin{aligned} D_{aer\ usc} \cdot dh_{aer} &= \alpha(t - \theta) \cdot dS + \\ &+ \sigma \cdot (x'' - x) \cdot (r + c_{apf} \cdot t)dS \end{aligned}$$

unde:  $r$  este căldura latentă de evaporare a apei [ $kJ/kg$ ];  $t$  – temperatura apei [ $^{\circ}C$ ];  $\theta$  – temperatura aerului la termometrul uscat [ $^{\circ}C$ ].

Termenii din membrul doi al ecuației (4) reprezintă creșterea de entalpie a aerului prin schimb de căldură convectiv, respectiv prin evaporare. Sistemul de ecuații (1) – (4) poate fi rezolvat numai prin integrare numerică, având în vedere și următoarele ipoteze simplificatoare:

– la punctul de calcul temperatura la suprafața apei este egală cu temperatura medie a apei;

– suprafețele de transfer de masă și de căldură sunt egale;

– transferul de căldură prin conducție perpendicular pe liniile de curent este neglijabil.

Coexistența și inter-influențarea celor două procese (convecția și evaporarea) în turnurile de răcire umede și necunoașterea (cu exactitate) a suprafeței de schimb apă – aer, au făcut dificilă și chiar imposibilă tratarea turnurilor de răcire pe baza teoriei schimbătoarelor de căldură prin suprafață [1].

Primul salt calitativ în rezolvarea problemei răcirii apei în turnul de răcire umed în contracurent l-a făcut Merkel [4]. Acesta a stabilit că în locul diferenței de temperatură, ca element motor al procesului, se poate considera diferența între entalpiile aerului, una fiind entalpia aerului saturat la temperatura suprafeței apei, iar cealaltă fiind entalpia în curentul de aer de răcire. Ecuația simplificată a lui Merkel provine din ecuațiile

(1) – (4), considerând valabilă relația lui Lewis:  $\alpha / (\sigma \cdot c_{p\ aer}) = 1$ , deci o analogie perfectă între schimbul de căldură și substanță, considerând neglijabilă influența saturației sau a suprasaturației aerului și de asemenea influența variației debitului de apă din cauza evaporării.

Astfel, în acest caz, evoluția răcirii apei nu depinde decât de entalpia aerului, conform ecuației:

$$\begin{aligned} D_{aer\ uscat} \cdot dh_{aer} &\approx D_{apa\ TR} \cdot c_{apa} \cdot dt = \\ &= \sigma \cdot (h'' - h) \cdot dS \end{aligned} \quad (5)$$

unde:  $h_{aer}$  este entalpia aerului [ $kJ/kg$ ];  $h''$  – entalpia aerului saturat [ $kJ/kg$ ].

Pentru calculul de dimensionare al turnurilor de răcire se pot aplica metode exacte de calcul, cu programe de calcul, fără simplificările lui Merkel.

O astfel de metodă propune o valoare arbitrară a vitezei aerului în secțiunea de referință după care se efectuează calculele prin pași, în varianta monodimensională a programului de calcul, începând de la partea inferioară a sistemului de răcire, corespunzătoare temperaturii apei răcite și debitului de apă la ieșirea din turn, respectiv corespunzătoare parametrilor aerului la intrarea în turn. Se împarte intervalul de răcire  $\Delta t_{TR}$ , în valori de pas egale între ele și se determină corespunzător, valorile de pas pentru:  $q$ ,  $\lambda$ ,  $\rho$ ,  $\Delta t$ ,  $\Delta x$ ,  $\Delta \theta$ ,  $\Delta h$  (intensitatea de stropire, coeficient de rezistență liniară, umiditatea relativă a aerului, ecartul de răcire al apei în turn, diferența de temperatură, diferența de entalpie). Se consideră că atingerea stării de saturație a aerului pe parcursul derulării procesului nu modifică coeficienții de căldură  $\alpha$  și masă  $\sigma$ , iar excesul de vapori produși se recondensează. Căldura de condensare aferentă contribuie la creșterea temperaturii aerului în zonă, fără modificarea entalpiei aerului. Fenomenul de condensare a unei părți din vapori are loc când creșterea temperaturii aerului prin convecție nu este suficientă pentru absorbirea întregii cantități de vapori proveniți din evaporarea apei [5].

Cifra de evaporare necesară sistemului de răcire al turnului ( $K_{e\ necesar}$ ) pentru realizarea răcirii apei pe întregul interval de răcire,  $\Delta t = t_1 - t_2$ , se obține prin integrare numerică [5].

După parcurgerea întregului interval de răcire se afișează parametrii termofizici ai apei și aerului și se verifică dacă cifra de evaporare,  $K_{e\ necesar}$ , obținută prin integrare numerică, este egală sau nu cu cifra de evaporare reală  $K_{e\ real}$ , obținută prin însumarea cifrelor de evaporare ale zonei inferioare de stropire (zona de ploaie de sub umplutură), zonei ocupate de umplutură și zonei superioare de stropire. Calculul iterativ efectuat la valori alese, se oprește când cele două valori  $K_e$  coincid, cu o eroare absolută de 0,001 [5]:

$$K_{e\ necesar} - K_{e\ real} \leq \pm 0,001 \quad (6)$$

unde:  $K_{e\ real} = K_{e\ SI} + K_{e\ u} + K_{e\ S}$ .

## 2.2. Calculul aerodinamic

La dimensionarea turnului de răcire, calculul aerodinamic are drept scop determinarea înălțimii constructive a turnului, care să asigure tirajul necesar vehiculării debitului de aer, pe baza calculului termotehnice.



Fig. 2. Secțiune printr-un turn de răcire natural în contracurent.

Dacă se face abstracție de efectele perturbatoare ale vântului și de cele datorate instabilităților curgerii aerului la ieșirea din coșul de tiraj în atmosferă, atunci înălțimea de tiraj trebuie să egaleze rezistențele aerodinamice al turnului, conform relației [3], [4]:

$$H_{tiraj}(\gamma_1 - \gamma_2) = \zeta_t \cdot \frac{v^2}{2g} \cdot \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{2} = \Delta p_t \quad (7)$$

unde:  $H_{tiraj}$  este înălțimea de tiraj [m];  $\gamma_1, \gamma_2$  – rezistențe aerodinamice la intrare respectiv la ieșirea fluidului;  $g$  – accelerația gravitațională [ $m/s^2$ ].

Totodată înălțimea de tiraj din punct de vedere constructiv se aproximează cu următoarea relație:

$$H_{tiraj} = H_{TR} - H_f - 0,5 (H_u + H_{SS}) \quad (8)$$

unde:  $H_{TR}$  este înălțimea turnului de răcire [m];  $H_f$  – înălțimea ferestrei de acces al aerului în turn [m];  $H_u$  – înălțimea umpluturii [m];  $H_{SS}$  – înălțimea zonei de stropire superioare [m].

Din combinarea relațiilor (7) și (8) se obține:

$$H_{TR} = 0,0255 \cdot v^2 \cdot \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{\gamma_1 - \gamma_2} \cdot \zeta_\tau + H_f + 0,5 \cdot (H_u + H_{SS}) \quad (9)$$

unde:  $\zeta_\tau$  este coeficientul de pierdere de sarcină a temperaturii măsurate la termometrul umed.

Pentru determinarea coeficientului total de rezistență aerodinamică  $\zeta_t$  se aplică o metodă de calcul cunoscută [5]:

$$\zeta_t = \zeta_{TR\ gol} + \zeta_{stalpi\ susținere\ manta} + \zeta_{stalpi\ susținere\ interioari} + \zeta_{jaluzele} + \zeta_{SI} + \zeta_{gratar\ susținere\ umplutura} + \zeta_{grinzi} + \zeta_{conducte\ distributie} + \zeta_u + \zeta_{SS} + \zeta_{separatori\ picaturi} + \zeta_{varf}$$

Pentru calculul  $\zeta_{TR\ gol}$  și al  $\zeta_{SI}$  se aplică o metodă pe bază de cercetări pe modele aerodinamice de turnuri de răcire [5]:

$$\zeta_{TR\ gol} = 0,5 + 0,243 \cdot (R / H_f)^2 \quad (10)$$

unde:  $R$  este raza turnului de răcire [m]

$$\zeta_{SI} = 0,0226 \cdot \left(\frac{H_f}{R}\right)^{0,3} \cdot \frac{q}{v} \cdot \frac{R^2}{H_f} \quad (11)$$

unde:  $q$  este densitatea / intensitatea de stropire [ $kg/m^2$ ];  $v$  – viteza aerului în secțiunea de referință a turnului [ $m/s$ ].

La ieșirea din calculul aerodinamic se verifică dacă înălțimea  $H_{TR}$ , rezultată ca necesară pentru asigurarea tirajului natural al turnului este realizabilă constructiv cu tehnologia existentă în mod curent pe piață.

Totodată construcția turnului trebuie să prezinte proporții geometrice cu valori situate în anumite domenii acceptate în practica de proiectare a acestor instalații.

## 3. CONCLUZII

În dimensionarea turnurilor de răcire umede cu tiraj natural în contracurent, calculul termic și calculul aerodinamic joacă rolul cel mai important pentru dimensionarea tehnologică și pentru trasarea diagramei de lucru, având un rol foarte important și pentru dimensionarea constructivă a turnului de răcire. După efectuarea acestor categorii de calcule se efectuează calculele tehnico-economice și se stabilește varianta optimă care va fi aplicată.

## BIBLIOGRAFIE

- [1] John C. Hensley., „Cooling tower fundamentals”, Second Edition, 2009.
- [2] Du Preez A.F., Kroger D.G., „The Influence of a Buoyant Plume on the Performance of a Natural Draft Cooling Tower”, 9th IAHR Cooling Tower and Spraying Pond Symposium, Bruxelles, 2004.
- [3] Fisenko S.P., Petrchik A.I., „Evaporative Cooling of Water in a Natural Draft Cooling Tower”, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol.45, pag. 4683-4694, 2002
- [4] Roth M., „Fundamentals of Heat and Mass Transfer in Wet Cooling Towers”, 12th IAHR Symposium in Cooling Towers and Heat Exchanger, UTS, Sydney, Australia, pag.100-107, noiembrie 2001.
- [5] Dumitru C., Ciobanu S., Duca P., „Diagrame și relații generalizatoare privind funcționarea turnurilor de răcire umede cu tiraj natural și forțat în contracurent”, Energetica nr. 5, 1986.

# DIMENSIONAREA TURNURILOR DE RĂCIRE UMEDE ÎN CONTRACURRENT

## Despre autori

Drd. ing. **Vlad Gabriel DUMITRU**  
Oficiul de Stat pentru Invenții și Mărci

Este absolvent al Facultății de Energetică din cadrul Universității „Politehnica“ – București; este doctorand în cadrul Școlii doctorale Inginerie Mecanică și Mecatronică a Universității „Politehnica“ – București din anul 2013. Activitate: inginer punere în funcțiune cazane și service cu o experiență de un an în domeniul cazanelor de abur și de apă fierbinte de mică și de mare putere, examinator de stat de specialitate în domeniul invențiilor cu o experiență în domeniu de 10 ani. a participat la conferințe și simpozioane naționale și internaționale în domeniul brevetelor de invenții și invențiilor.

Prof. univ. dr. ing. **Nicolae BĂRAN**  
Universitatea „Politehnica“ – București

A obținut titlul de doctor în științe tehnice în cadrul Facultății de Inginerie Mecanică și Mecatronică, Universitatea „Politehnica“ – București. Activitate: din 1976 lucrează la profesor și cercetător în cadrul aceleiași facultăți. A publicat peste 150 de articole în calitate de autor și coautor în reviste de specialitate și în volumele unor conferințe internaționale/naționale.

CS III dr.ing. **Ioana Corina MOGA**  
Universitatea „Politehnica“ – București

Este absolventă a Facultății de Energetică, ca șefă de promoție, urmând apoi cursuri de master și doctorat în domeniul protecției mediului. A finalizat studii de post-doctorat pe specializarea epurare ape uzate, în 2013. A publicat în calitate de autor sau coautor 3 cărți și peste 50 articole în reviste de specialitate și în volumele unor conferințe internaționale/naționale. A contribuit la implementarea a peste 10 contracte de cercetare. A deținut 4 cereri de brevet de invenții pentru care a obținut premii și distincții la saloane internaționale de invenție.

Ing. **Elena Laura MOGA**

Este absolventă a Facultății de Instalații (secția Instalații pentru construcții) din cadrul Universității Tehnice de Construcții – București. Activitate: proiectare rețele publice de alimentare cu apă și canalizare.