



A III –a Sesiune Științifică

CIB 2007

15 - 16 Noiembrie 2007, Brașov

CALCULUL FLUIDODINAMIC ȘI CEL AL INDICILOR DE PERFORMANȚĂ PENTRU RECUPERATOARE DE CĂLDURĂ CU TUBURI TERMICE CARE FUNȚIONEAZĂ ÎN REGIM GAZ-GAZ

Mircea Horneț

Universitatea Transilvania din Brașov, mail: hornet@meco.ro

Abstract: This study presents calculation programs for pressure loss of the thermal agents (gases) but also for characteristic performance with Engineering Equation Software.

Keywords: fluidodynamic calculation, characteristic performance

1. INTRODUCERE

În vederea efectuării cu rapiditate și exactitate a calculelor fluidodinamice și celor ale indicilor de performanță pentru recuperatoarele de căldură cu tuburi termice, care funcționează în regim gaz-gaz, autorul propune în prezenta lucrare programe de calcul elaborate cu ajutorul softului “Engineering Equation Solver”.

Utilizarea acestui soft înlesnește efectuarea calculelor pe de-o parte prin faptul că furnizează diverși parametri ai multor substanțe, iar pe de altă parte prin acela că permite trasarea cu ușurință a graficelor de variație a mărimilor care interesează.

2. CALCULUL PIERDERILOR DE PRESIUNE ALE AGENȚILOR TERMICI ÎN SPAȚIUL DINTRE ȚEVI

Pierderile de presiune constituie un parametru de importanță deosebită în proiectarea și funcționarea recuperatoarelor de căldură; ele trebuie, în general reduse și încadrate în intervalul optim al valorilor pentru tipul de aparat și fluid considerat, corespunzător sarcinii termice date. Limitarea pierderilor de presiune poate fi impusă de considerente economice (costul puterii de pompare), tehnologice (valori admisibile rezultate din distribuția presiunii în instalația în care se încadrează recuperatorul de căldură) și funcționale (apariția eroziunii și vibrațiilor). Proiectarea sau funcționarea cu pierderi de presiune nejustificate poate afecta grav comportarea și economicitatea recuperatorului de căldură.

În general calculul fluidodinamic al recuperatorului de căldură conține multe particularități specifice tipului de aparat analizat, neexistând o metodă generală de calcul.

Pentru recuperatoarele de căldură cu tuburi termice, care funcționează în regim gaz-gaz, autorul propune următoarea relație pentru calculul pierderilor de presiune ale agenților termici:

$$\Delta p_{fas} = 2 \cdot n_r \cdot \xi \cdot \rho_{tm} \cdot w_{max}^2 \cdot \left(\frac{\eta_{pm}}{\eta_{tm}} \right)^{0,14} \quad [\text{Pa}], \quad (2.1/1)$$

în care semnificația simbolurilor este:

n_r – numărul de rânduri de țevi în direcția curgerii;

ξ – coeficientul de pierderi de presiune dependent de modul de așezare al țevilor în fascicul;

ρ_{tm} – densitatea fluidului (agentul termic) la temperatura medie a acestuia (t_m) [kg/m^3];

w_{max} – viteza maximă a fluidului (agentul termic) în secțiunea minimă de curgere;

η_{pm} – vâscozitatea dinamică a fluidului (agentul termic) la temperatura medie a peretelui țevilor din fascicul.

η_{tm} – vâscozitatea dinamică a fluidului (agentul termic) la temperatura medie a agentului termic.

În domeniul $102 < Re < 5.104$, coeficientul de pierderi de presiune „ ξ ” se poate calcula cu relația empirică simplificată:

$$\xi = 0,75 \cdot Re_{max}^{-0,20} \quad (2.1/2)$$

Relația (1.1/1) furnizează rezultate bune pentru domeniul uzual al regimului de curgere în marea majoritate a recuperatoarelor de căldură cu tuburi termice care funcționează în regim gaz-gaz.

Schema logică de calcul este următoarea:

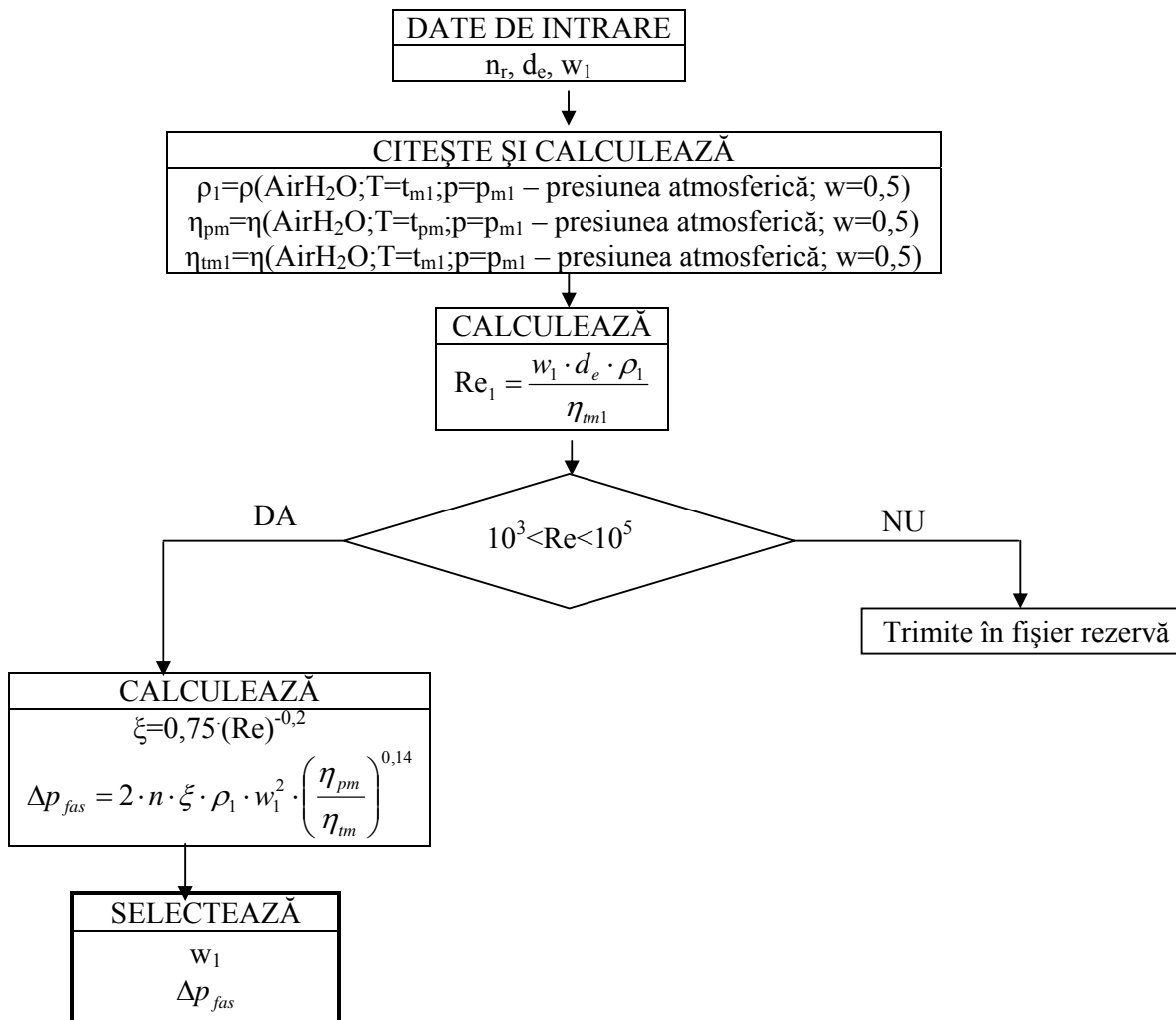


Fig. 2.1/a. Schema logică de calcul a pierderilor de presiune în spațiul dintre țevi

3. CALCULUL UNOR INDICI DE PERFORMANȚĂ

Dintre indicii de performanță ai recuperatoarelor de căldură, am selectat ca fiind mai importanți: randamentul exergetic, numărul de unități de transfer și eficiența.

Randamentul exergetic al unui recuperator de căldură se definește ca raportul dintre variația fluxului de exergie al fluidului rece ($\Delta\dot{E}_2$) și cea a fluidului cald ($\Delta\dot{E}_1$):

$$\eta_{ex} = \frac{\Delta\dot{E}_2}{\Delta\dot{E}_1} = \frac{\dot{E}_{22} - \dot{E}_{21}}{\dot{E}_{11} - \dot{E}_{12}} = \frac{\dot{M}_2(e_{22} - e_{21})}{\dot{M}_1(e_{11} - e_{12})} = 1 - \frac{\Delta\dot{E}_p}{\Delta\dot{E}_1}, \quad (3.1/1)$$

în care semnificațiile simbolurilor sunt:

η_{ex} – randamentul exergetic al recuperatorului de căldură;

\dot{E}_{11} , \dot{E}_{12} , \dot{E}_{21} , \dot{E}_{22} – fluxurile de exergie ale agenților termici la intrarea și la ieșirea din aparat [W];

e_{11} , e_{12} , e_{21} , e_{22} – exergiile specifice ale agenților termici la intrarea și la ieșirea din aparat [J/Kg];

$\Delta\dot{E}_p$ – fluxul de exergie pierdut de recuperatorului de căldură [W].

Exergia specifică a unui fluid cu presiunea “ p ” și temperatura “ t ” se calculează cu relația:

$$e = (i - i_0) - T_0(s - s_0) \quad [\text{J/Kg}], \quad (3.1/2)$$

în care semnificația simbolurilor este următoarea:

i – entalpia specifică a fluidului [J/Kg];

s – entropia specifică a fluidului [J/Kg·K];

T_0 – temperatura de referință a mediului ambiant [K];

i_0 – entalpia specifică a fluidului la temperatura T_0 ;

s_0 – entropia specifică a fluidului la temperatura T_0 ;

Pentru anumite fluide, printre care și apa, în cazul particular în care se admite temperatura mediului ambiant $T_0 = 273$ [K] rezultă $i_0 = 0$, $s_0 = 0$.

În acest caz expresia (4.5/13) devine:

$$e = i - T_0 s \quad [\text{J/Kg}]. \quad (3.1/3)$$

Fluxul de exergie pierdut de un recuperator de căldură este:

$$\Delta\dot{E}_p = \Delta\dot{E}_{sch} + \Delta\dot{E}_{\Delta p} + \Delta\dot{E}_{med} \quad [\text{W}], \quad (3.1/4)$$

în care mărimile care apar sunt:

$\Delta\dot{E}_{sch}$ – pierderea de exergie datorită ireversibilității schimbului de căldură la diferență finită de temperatură [W];

$\Delta\dot{E}_{\Delta p}$ – pierderea de exergie corespunzătoare pierderii de presiune a agenților termici în recuperator [W];

$\Delta\dot{E}_{med}$ – pierderea de exergie datorită pierderilor de căldură ale recuperatorului în mediul ambiant [W].

Aceste pierderi de exergie se calculează cu relațiile:

$$\Delta\dot{E}_{sch} = \frac{T_0 \cdot \Delta t_{med}}{T_{m1} \cdot T_{m2}} \cdot \dot{Q} \quad [\text{W}]; \quad (3.1/5)$$

$$\Delta\dot{E}_{\Delta p} = \Delta\dot{E}_{\Delta p1} + \Delta\dot{E}_{\Delta p2} = \frac{T_0}{T_{m1}} N_1 + \frac{T_0}{T_{m2}} N_2 \quad [\text{W}]; \quad (3.1/6)$$

$$\Delta E_{med} = \dot{Q}_P \left(1 - \frac{T_0}{T_{m1}} \right) \text{ [W]}, \quad (3.1/7)$$

în care semnificațiile simbolurilor sunt următoarele:

T_0 – temperatura de referință a mediului ambiant [K]

T_{m1}, T_{m2} – temperaturile medii ale agenților termici [K]

Δt_{med} – diferența medie de temperatură a agenților termici [K]

\dot{Q} – sarcina termică a recuperatorului [W]

N_1, N_2 – puterea de pompare prin recuperatorul de căldură a agenților termici [W].

\dot{Q}_P - fluxul de căldură pierdut în mediul ambiant [W]

Schema logică de calcul este următoarea:

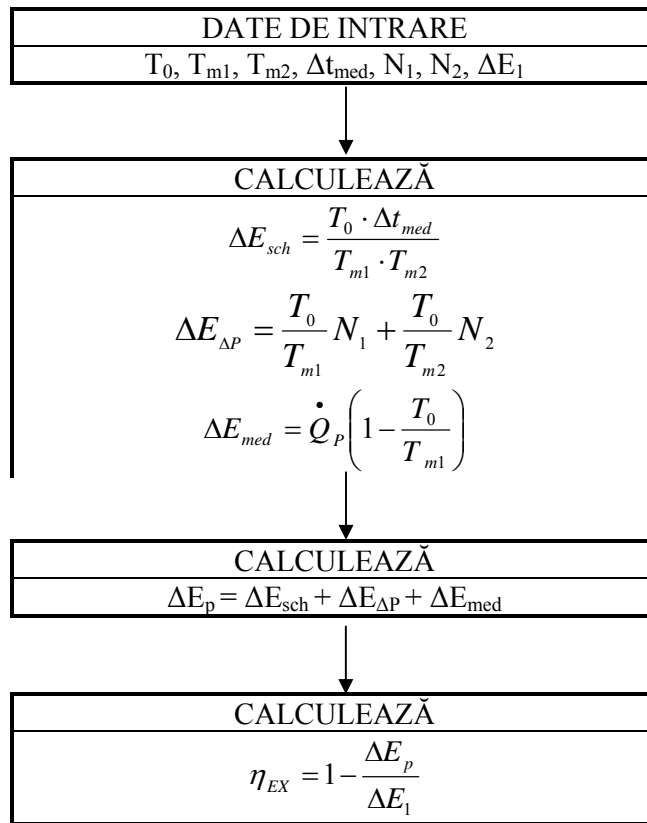


Fig. 3.1/a. Schema logică de calcul a randamentului exergetic.

Numărul de unități de transfer de căldură se definește ca produsul dintre coeficientul global de transfer de căldură și suprafața de transfer de căldură, raportat la capacitatea termică a agentului termic și anume:

$$NTU_1 = \frac{K \cdot S_1}{C_1}; \quad (3.2/1)$$

$$NTU_2 = \frac{K \cdot S_2}{C_2}. \quad (3.2/2)$$

Relațiile (2.2/1) și (2.2/2) se mai pot scrie și astfel:

$$C_1 \cdot NTU_1 = KS \rightarrow \dot{M}_1 \cdot c_{p1} \cdot NTU_1 = K \cdot S ; \quad (3.2/3)$$

$$C_2 \cdot NTU_2 = KS \rightarrow \dot{M}_2 \cdot c_{p2} \cdot NTU_2 = K \cdot S . \quad (3.2/4)$$

Dar:

$$\dot{M}_1 \cdot c_{p1} = \frac{\dot{Q}}{\Delta t_1} \text{ și } K \cdot S = \frac{\dot{Q}}{\Delta t_{med}} ; \quad (3.2/5)$$

$$\dot{M}_2 \cdot c_{p2} = \frac{\dot{Q}}{\Delta t_2} \text{ și } K \cdot S = \frac{\dot{Q}}{\Delta t_{med}} . \quad (3.2/6)$$

Înlocuind relațiile (3.2/5) și (3.2/6) în (3.2/3) și respectiv (3.2/4) obținem:

$$\frac{\dot{Q}}{\Delta t_1} \cdot NTU_1 = \frac{\dot{Q}}{\Delta t_{med}} \rightarrow NTU_1 = \frac{\Delta t_1}{\Delta t_{med}} ; \quad (3.2/7)$$

$$\frac{\dot{Q}}{\Delta t_2} \cdot NTU_2 = \frac{\dot{Q}}{\Delta t_{med}} \rightarrow NTU_2 = \frac{\Delta t_2}{\Delta t_{med}} . \quad (3.2/8)$$

Schema logică de calcul este următoarea:

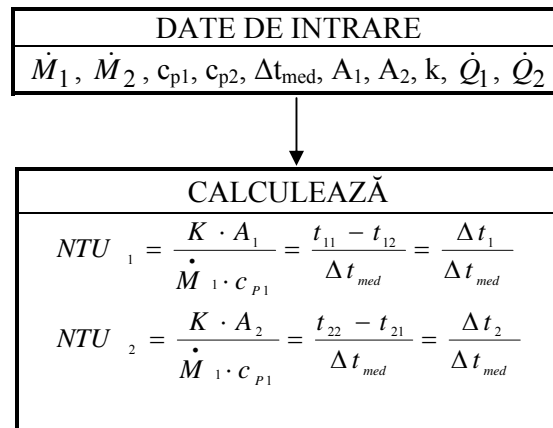


Fig. 3.2/a. Schema logică de calcul a numărului de unități de transfer

Eficiența recuperatorului de căldură se definește ca raportul între fluxul de căldură transferat și fluxul maxim care s-ar putea transfera în cazul în care curgerea ar fi în contracurent și suprafața de transfer de căldură ar fi infinită.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{C_2(t_{22} - t_{21})}{C_{min}(t_{11} - t_{21})} = \frac{C_2 \cdot \Delta t_2}{C_{min} \cdot \Delta t_{max}} , \quad (3.3/1)$$

sau:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\dot{C}_1(t_{11} - t_{12})}{\dot{C}_{min}(t_{11} - t_{21})} = \frac{\dot{C}_1 \cdot \Delta t_1}{\dot{C}_{min} \cdot \Delta t_{max}} , \quad (3.3/2)$$

în care semnificația simbolurilor este următoarea:

ε – eficiența recuperatorului de căldură;

\dot{C}_1, \dot{C}_2 – fluxul capacităților termice ale agentului termic primar respectiv secundar.

$$\dot{C}_1 = \dot{M}_1 \cdot c_{p1}; \dot{C}_2 = \dot{M}_2 \cdot c_{p2}. \quad (3.3/3)$$

Schema logică de calcul este următoarea:

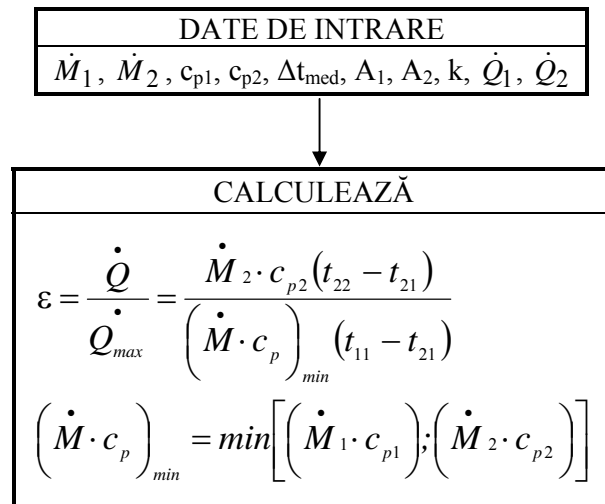


Fig. 3.3/a. Schema logică de calcul a eficienței

4. CONCLUZII

Programele de calcul prezentate în lucrare au fost întrebuințate inițial pe un stand experimental în cadrul cercetărilor efectuate pe un recuperator de căldură cu tuburi termice din cupru și fluid de lucru apă.

Rezultatele obținute au fost verificate ulterior pe o instalație de recuperare a căldurii din industria materialelor de construcții, ceea ce a evidențiat valabilitatea rezultatelor obținute pe standul experimental.

BIBLIOGRAFIE

- [1]. Carabogdan, I.G, Popa B. ș.a. Manualul inginerului termotehnician, vol. I, II și III: Editura Tehnic, București, 1986.
- [2]. Athanasovici V. „Utilizarea căldurii în industrie.” Editura Tehnică, București, 1997.
- [3]. Badea A., ș.a. „Echipamente și instalații termice.” Ed. Tehnică, București 2003.
- [4]. Marinescu M., Băran N., Radcenco V. „Termodinamică tehnică. Teorie și aplicații” Vol. I, Ed. Matrix Rom, București, 1998.