

Schimbătoare de căldură.

Schimbătoarele de căldură sunt aparate destinate transferului căldurii între două sau mai multe fluide cu temperaturi diferite. Schimbătoarele de căldură sunt elemente esențiale într-o gamă largă de sisteme, incluzând: automobile, centrale termoelectrice, echipamente de răcire/încalzire pentru asigurarea confortului, etc. Studile au evidențiat că peste două treimi din energia consumată într-o țară trec, până la forma finală de energie utilă, în medie, printr-un lanț de doua până la patru schimbătoare de căldură. În cadrul procesului de conversie a căldurii în energie mecanică și apoi electrică aceste lanțuri de schimbătoare sunt mai lungi, iar optimizarea proiectării și funcționării lor are efect și asupra randamentelor de conversie. Agenții termici se numesc agenți de încălzire atunci când într-un schimbător se face încălzirea sau vaporizarea unui fluid, respectiv agenți de răcire, când se realizează răcirea sau condensarea unui fluid. La alegerea unui agent termic se urmărește ca acesta să îndeplinească o serie de condiții, dintre care cele mai importante sunt:

- să aibă conductivitatea termică și căldura specifică mare;
- să aibă căldura latentă de condensare mare (în cazul vaporilor);
- să aibă o bună stabilitate termică și agresivitate chimică redusă;
- să nu fie inflamabil sau toxic;
- să fie ieftin și ușor de procurat;

1. Teoriă calitativă a proceselor calorice

În schimbătoarele de căldură transferul de căldură se poate realiza prin cele trei moduri elementare de manifestare: conducția termică, convecția termică și radiația.

Conducția termică este fenomenul de transfer termic a căldurii din aproape în aproape, de la microparticulă la microparticulă, datorită agitației termice însoțită de ciocniri și schimb de energie, în care nu sunt implicate mișcări ordonate ale substanței. Conducția termică există în orice substanță, indiferent de starea de agregare: în fluide conducția coexistă cu convecția, uneori și cu radiația, în solide convecția este neglijabilă iar radiația nu există.

La baza conducției termice stă legea lui Fourier, conform căreia intensitatea fluxului termic este direct proporțională cu gradientul de temperatură.

$$Q = -\lambda \cdot \text{grad}T$$

unde: λ reprezintă conductivitatea termică [W/m K].

Convecția termică, este un mecanism de transmisie a căldurii caracteristic fluidelor care presupune deplasare ordonată de material. Straturile de fluid în contact cu o suprafață caldă se încălzesc și, prin deplasare, transportă căldura în tot fluidul; în același timp, noi cantități de fluid rece iau locul celor calde. Convecția termică este întotdeauna însoțită de

conducție și de radiație (cu rare excepții în cazul fluidelor opace, ca mercurul, de exemplu). Convecția termică este un fenomen foarte complicat, în general neliniar (de regulă este însoțit de turbulență), care se poate studia prin metodele similitudinii și analogiei.

După cauza generatoare a mișcării fluidului, convecția poate fi:

- *convecție liberă* (naturală), când mișcarea fluidului se datorează diferenței de densitate fluid cald – fluid rece;
- *convecție forțată*, când fluidul este deplasat cu mijloace mecanice (pompe, ventilatoare).

Legea de bază a convecției exprimă fluxul termic pe care suprafața unui corp solid îl transferă unui fluid în mișcare (legea lui Newton):

$$Q = \alpha \cdot S(T_s - T_f)$$

unde: α este coeficient de schimb de căldură [W/m K]

S este suprafața de schimb de căldură;

T_s este temperatura solidului;

T_f este temperatura medie a fluidului.

Radiația termică este un proces de transmisie a căldurii prin transformarea energiei calorice în energie radiantă (unde electromagnetice, în principal în domeniul infraroșu) emisă în spațiu. Legea de bază a radiației termice este:

$$Q = S \cdot \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4$$

unde: - q - este cantitatea de căldură;

- S - aria secțiunii normale la direcția fluxului termic;

- T - temperatura sursei de radiație;

- σ - constanta Boltzmann;

- ε - coeficient de emisivitate.

2. Ecuația bilanțului termic

Pentru calculul termic al schimbătoarelor de căldură dispunem de două ecuații de bază: ecuația bilanțului termic și ecuația transferului de căldură.

Ecuația bilanțului termic are forma generală:

$$Q_1 = Q_2 + Q_{ma}$$

unde: Q_1 - reprezintă fluxul termic schimbat de agentul primar

Q_2 - fluxul termic schimbat de agentul secundar

Q_{ma} - pierderi de căldură în mediul înconjurător

Pentru a înțelege mai bine cele prezentate în continuare se consideră necesară o prezentare sumară a unora dintre mărimile folosite.

Se numește *capacitate termică* C , a unui sistem într-un anumit proces considerat și la o anumită temperatură, căldura necesară pentru a ridica cu un grad temperatura sistemului, fără schimbarea stării de agregare. Se măsoară în [J/K].

Capacitatea termică raportată la unitatea de masă dintr-o substanță omogenă se numește *capacitate termică masică* sau *căldură specifică* și se măsoară în [J/(kg K)].

Entalpia unui sistem este definită ca masa acelui sistem (m) înmulțită cu entalpia specifică a sistemului (h):

$$H=mH$$

Entalpia este o măsură a energiei totale a unui sistem, în cazul unui fluid energia totală datorată atât presiunii cât și temperaturii. Dacă avem în vedere că vom considera de regulă variații ale energiei date de variații ale temperaturii și ca se pot neglija variațiile de presiune.

Entalpia specifică se măsoară în [J/kg] iar entalpia în [J].

Dacă vom defini *coeficientul de reținere a căldurii în aparat* η_r , ca raportul dintre fluxul termic primit de agentul secundar și cel cedat de agentul primar, ecuația de mai sus se poate scrie sub forma:

$$\eta_r \cdot Q_1 = Q_2$$

sau

$$\eta_r \cdot \dot{M}_1 \cdot (h_{1i} - h_{1e}) = \dot{M}_2 \cdot (h_{2e} - h_{2i})$$

unde \dot{M}_1 și \dot{M}_2 sunt debitele de agent primar și secundar, în kg/s;

- h_{1i} , h_{1e} , h_{2i} , h_{2e} , reprezintă entalpiile agentului primar respectiv ale agentului din secundar la intrare și ieșire din schimbător în J/kg.

Dacă cei doi agenți nu își schimbă starea de agregare, ecuația anterioară se poate scrie sub forma:

$$\eta_r \cdot \dot{M}_1 \cdot c_{p1} \cdot (T_{1i} - T_{1e}) = \dot{M}_2 \cdot c_{p2} \cdot (T_{2e} - T_{2i}) ?$$

sau:

$$\eta_r \cdot C_1 (T_{1i} - T_{1e}) = C_2 (T_{2e} - T_{2i})$$

unde: $C_1 = \dot{M}_1 \cdot c_{p1}$ și $C_2 = \dot{M}_2 \cdot c_{p2}$ sunt capacitățile termice ale agentului primar respectiv agentului secundar, în W/K; T_{1i} , T_{1e} , T_{2i} , T_{2e} sunt temperaturile în K ale agentului primar și secundar la ieșire respectiv la intrare în schimbător; c_{p1} c_{p2} sunt căldurile specifice medii ale agentului primar respectiv secundar în J/(kg·K)

3. Ecuația transferului de căldură:

$$Q_{a \rightarrow p} = \overline{S \cdot K_s (T_a - T_p)} \quad [W]$$

unde: $Q_{a \rightarrow p}$ este fluxul termic transmis de agentul primar (agent termic) către agentul secundar (produs) în W; S este suprafața de schimb termic, în m²; K_s este coeficientul global de transfer de căldură în W/(m²K).

Valoarea medie a produsului între coeficientul global de transfer de căldură și diferența de temperatură se definește conform relației:

$$\overline{K_s(T_a - T_p)} = \frac{\int_s K_s (T_a - T_p) dS}{S}$$

Presupunând o valoare constantă $\overline{K_s}$ a coeficientului global de transfer în lungul schimbătorului ecuația transferului de căldură are forma:

$$Q_{a \rightarrow p} = S \cdot \overline{K_s} \cdot \Delta T_m \quad [W]$$

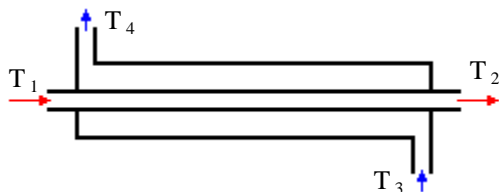
Unde: ΔT_m este diferența medie de temperatură pe întreaga suprafață de schimb de căldură. Aceasta poate fi calculată utilizând media aritmetică sau media logaritmică (aceasta din urmă se apropie mai mult de realitate).

$$\Delta T_m = \frac{(T_{a1} - T_{p2}) + (T_{a2} - T_{p1})}{2}$$

$$\Delta T_m = \frac{(T_{a1} - T_{p2}) + (T_{a2} - T_{p1})}{\ln \frac{T_{a1} - T_{p2}}{T_{a2} - T_{p1}}}$$

4. Considerații privind modelarea schimbătoarelor de căldură:

Considerăm un schimbător de căldură în contracurent, prezentat schematic în figura



Transferul de căldură de la agentul termic la produs, în regim staționar este dat de relația:

$$Q_{a \rightarrow p} = S \cdot \overline{K_s} \cdot \Delta T_m \quad [W]$$

cu semnificația notațiilor dată în capitolul anterior.

Același transfer de căldură în regim staționar se poate exprima prin bilanțul:

căldura cedată de agentul termic = căldura preluată de produs

$$Q_{a \rightarrow p} = q_a \cdot c_a \cdot (T_{a1} - T_{a2}) = q_p \cdot c_p \cdot (T_{p2} - T_{p1})$$

unde q_a și q_p reprezintă debitele masice de agent termic respectiv produs. Eliminând T_{a2} și T_{p2} din expresiile de mai sus se obține următoarea relație pentru transferul de căldură:

$$Q_{a \rightarrow p} = \frac{T_{a1} - T_{p1}}{\frac{1}{S \cdot K_s} + \frac{1}{2} \left(\frac{1}{q_p \cdot c_p} + \frac{1}{q_a \cdot c_a} \right)}$$

Creșterea debitelor q_a și q_p mărește transferul de căldură, favorizând într-o oarecare măsură posibilitățile de reglare.

În general, procesele de transfer termic au o desfășurare lentă în timp, inerția este mare, iar modelarea matematică riguroasă devine complicată. Considerând ca mărime de intrare în proces (mărimea manipulată sau mărimea de execuție) debitul de agent termic q_a și ca mărime de ieșire din proces (mărimea reglată) temperatura produsului la ieșirea din

schimbător T_{p2} , pentru $T_{a1}=\text{const}$, $T_{a2}=\text{const}$ și $T_{p1}=\text{const}$, modelul matematic al schimbătorului de căldură poate fi aproximat prin relația:

$$a_2 \cdot \frac{d^2 T_{p2}}{dt^2} + a_1 \cdot \frac{dT_{p2}}{dt} + T_{p2} = b \cdot q_a \cdot (t - \tau),$$

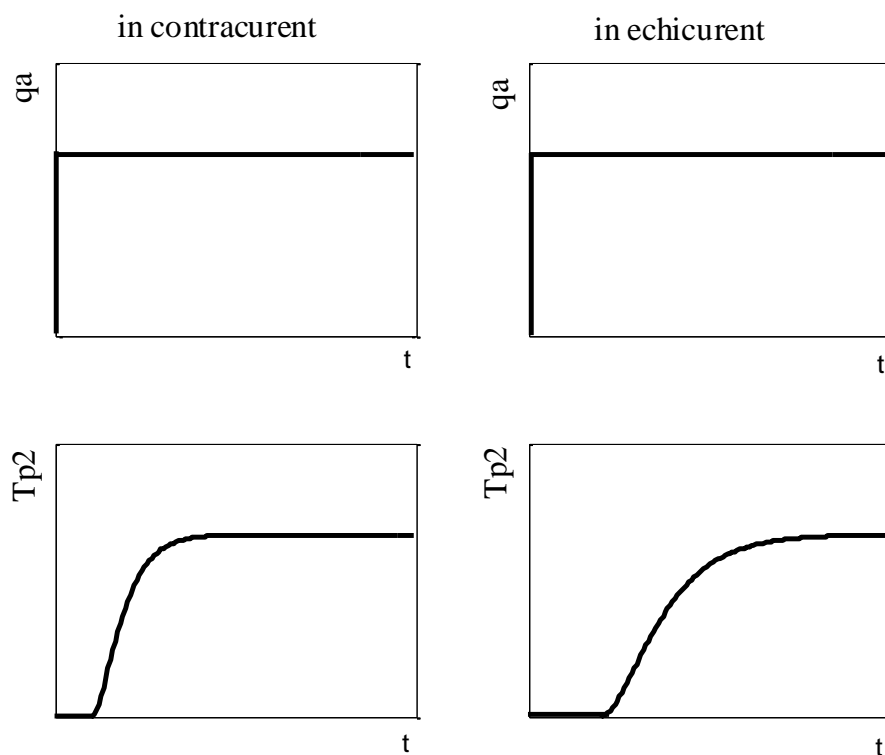
relație în care este pusă în evidență prezența timpului mort τ .

Din această relație rezultă o funcție de transfer de forma:

$$H_p(s) = \frac{T_{p2}(s)}{Q_a(s)} = \frac{b}{a_2 \cdot s^2 + a_1 \cdot s + 1} e^{-\tau s}$$

Valorile uzuale pentru constantele de timp sunt de zeci de secunde pentru constanta de timp mort (τ) și respectiv zeci sau sute de secunde pentru suma constantelor de timp ale procesului (a_1).

Regimul de funcționare în contracurent este mai avantajos, micșorând timpul de stabilizare a transferului termic cu cca. 50% față de regimul în echicurent. De asemenea, și valoarea timpului mort (τ_1) în contracurent este mai mică decât valoarea timpului mort (τ_2) în echicurent (fig)



5. Tipuri de schimbătoare de căldură.

În funcție de modul de realizare a transferului termic, schimbătoarele de căldură se împart în două mari grupe:

- schimbătoare cu contact indirect;
- schimbătoare cu contact direct.

Schimbătoarele cu contact indirect sunt instalații la care cei doi agenți termici nu vin în contact direct, ei fiind despărțiți de o suprafață de schimb de căldură cu care vin în contact permanent sau periodic.

Dacă cele două fluide vin în contact permanent cu suprafața de schimb de căldură, fluxul termic prin aceasta fiind unidirecțional, schimbătorul de căldură se numește de tip recuperativ. Acest tip de schimbătoare este cel mai răspândit, el putând fi realizat în numeroase variante constructive, cele mai utilizate fiind prezentate în subcapitolul următor.

Dacă agenții termici vin în contact alternativ cu suprafața de transfer de căldură, fluxul termic schimbându-și periodic direcția, schimbătorul de căldură este de tip regenerativ. Schimbătoarele de căldură regenerative pot fi cu suprafață fixă sau rotativă fig și fig. Materialul de umplutură trebuie să faciliteze transferul termic și să înmagazineze o cantitate mare de căldură (ex bile din oțel sau alumină sau bile ceramice). În figura? se poate observa o aplicație pentru schimbătoarele regenerative rotative.

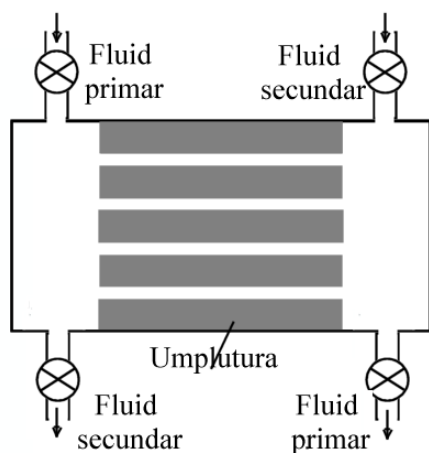


Figura ?.a

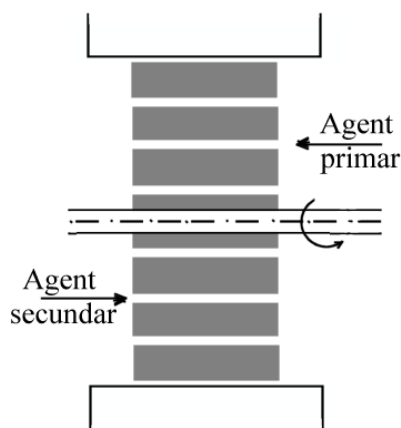
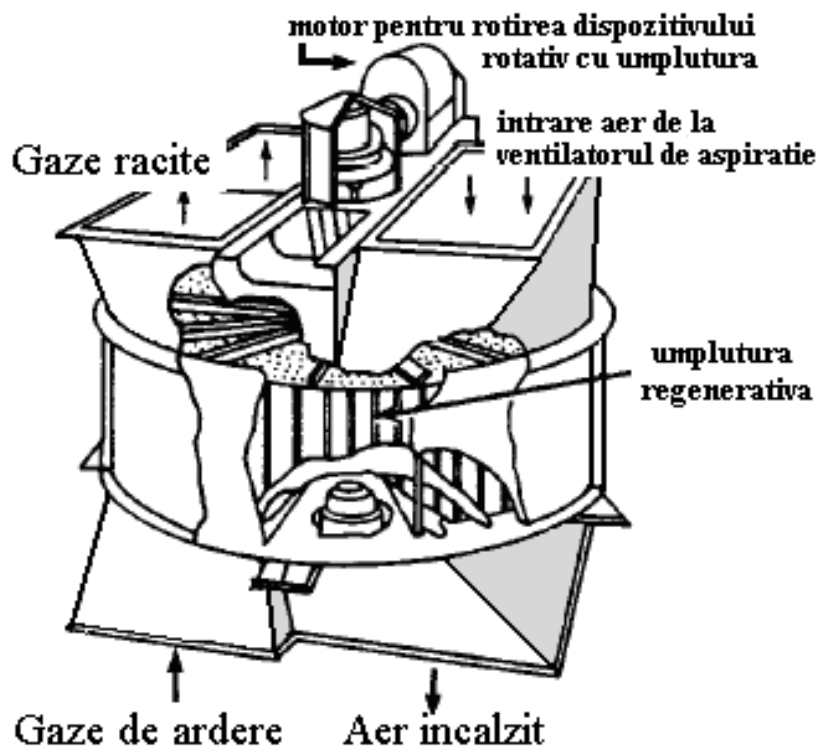


Figura ?.b



La *schimbătoarele de căldură cu contact direct* cei doi agenți termici nu mai sunt separați de o suprafață, ei amestecându-se unul cu celălalt. Putem enumera aici schimbătoare fără umplutură, la care transferul de căldură se realizează la suprafața fluidului pulverizat în picături fine sau care curge în șuvițe, sau schimbătoare cu umplutură, la care transferul termic apare la suprafața unei pelicule formate pe umplutura schimbătorului.

Schimbătoare recuperative cu contact indirect

Schimbătoarele de căldură de tip recuperativ sunt cele mai răspândite în aplicațiile industriale, ele putând fi realizate în numeroase variante constructive.

Schimbătorul de căldură tubular - Are o formă simplă și este constituit din două tuburi concentrice prin care se realizează transportul de lichid cald și rece. Într-o versiune îmbunătățită tuburile pot fi separate în două secțiuni pentru a reduce lungimea totală și a permite măsurarea temperaturii intermediare a agenților.

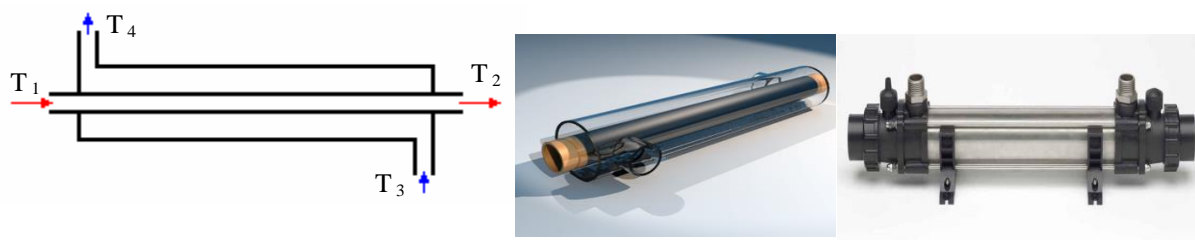


Figura 1.1 - Schimbător de căldură tubular

Schimbătorul de căldură cu țevi și manta - Acest tip de schimbător este utilizat în mod obișnuit în procese industriale chimice și alimentare. Este realizat dintr-un număr de țevi montate în paralel, închise într-un înveliș cilindric de tip manta. Schimbul de căldură este realizat între fluidul care curge prin tuburi și fluidul care curge prin învelișul care include tuburile. Cele două fluide pot fi atât lichide cât și gaze. Un număr cât mai mare de țevi în paralel crește suprafața de transfer termic îmbunătățind eficiența schimbătorului.

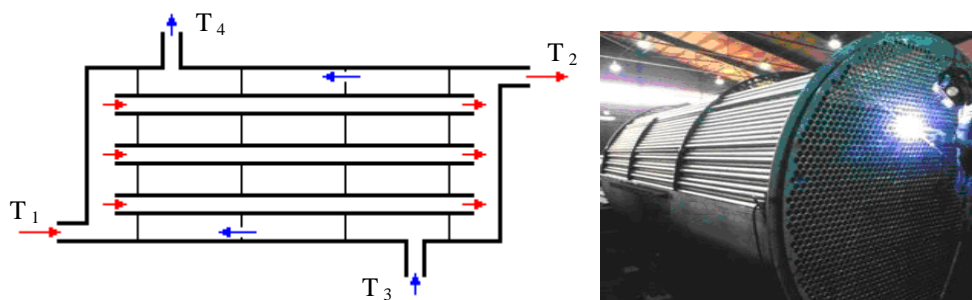


Figura 1.3 - Schimbător de căldură tubular cu înveliș

Schimbătoare de căldură cu plăci

Conceptul de schimbătoare de căldură cu plăci datează de la începutul secolului trecut, ele fiind utilizate inițial în industria alimentară, utilizarea lor extinzându-se apoi în diverse alte ramuri ale industriei: chimie, tehnica nucleară etc.

Schimbătoarele de căldură clasice sunt realizate dintr-un pachet de plăci presate, cu garnituri de etanșare pe margini, canalele de lichid cald și rece alternând de o parte și de alta a plăcilor schimbătorului de căldură. În ultimii ani, noile tehnologii de fabricație și ansamblare a schimbătoarelor de căldură cu plăci au condus la atingerea unor performanțe net superioare celor clasice ce utilizează ca elemente de etanșare garniturile.

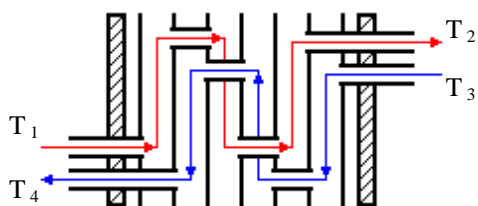


Figura 1.2 - Schimbător de căldură cu plăci

Schimbătoarele de căldură cu plăci sunt mult mai mici și mai ușoare decât celelalte tipuri de schimbătoare și se remarcă prin ușurința montării și întreținerii. Sunt compacte, au un design flexibil, economice din punct de vedere al costurilor și mult mai eficiente din punct de vedere al schimbului de căldură. Pentru orice industrie unde este necesară instalarea unui schimbător de căldură cu plăci sunt disponibile în mai multe forme: cu plăci demontabile, semi-sudate, sudate, brazate.

Schimbătoarele cu plăci demontabile sau *schimbătoare de căldură cu plăci și garnituri* sunt realizate dintr-un pachet de plăci nervurate pentru a permite trecerea celor două lichide între care se va desfășura transferul de căldură. Plăcile, între care se introduc garniturile, se montează împreună între o placă de baza și una mobilă. Garniturile etanșează canalul de legătură între plăci și direcționează lichidele înspre canalele alternative la nivel de placă. Nervurațiile plăcilor favorizează turbulența fluidelor. Turbulența mare și circulația în contracurent asigură eficiența transferului de căldură.

Alegerea schimbătorului de căldură depinde de sarcina termică, de temperaturile necesare și de pierderile de presiune permise.

Schimbătorul de căldură cu plăci și garnituri de etanșare poate fi demontat pentru curățare și înlocuirea plăcilor și garniturilor. Modificarea numărului de plăci permite obținerea capacității dorite. Fixarea placilor se realizează cu ajutorul unor tiranți. Din punct de vedere hidraulic se pot realiza curgeri în contracurent sau în echicurent fiind de preferat însă curgerea în contracurent.

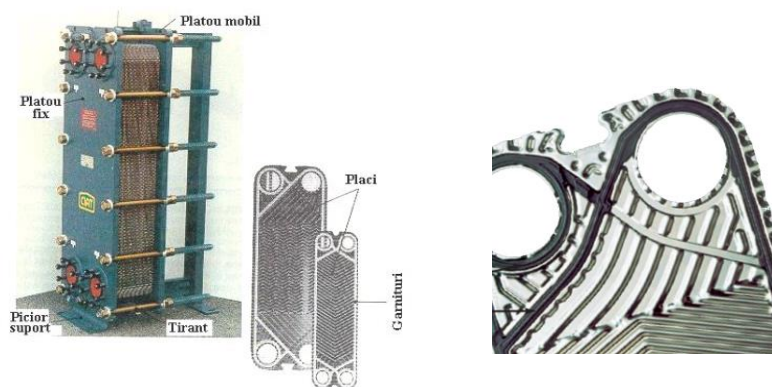


Figura 1.5 Schimbator de căldură cu placi și garnituri demontabile

În figura 1.6 este prezentată schema de curgere a agenților de lucru într-un schimbător de căldură cu placi demontabile.

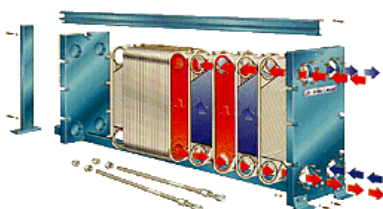


Figura 1.6 Schema de curgere în schimbătoarele cu placi demontabile

Materialele din care se realizează plăcile depind de natura agenților de lucru, iar cele mai utilizate sunt: oțeluri inoxidabile, aliaje de aluminiu; aliaje de titan, aliaje cupru-nichel. Grosimea plăcilor poate să varieze între 0,6 - 1,1 mm, sau chiar mai mult. Pentru garnituri se pot utiliza de asemenea mai multe materiale în funcție de temperaturile de lucru: nitril ($t_{\max} = 110\text{ }^{\circ}\text{C}$), butil ($t_{\max} = 135\text{ }^{\circ}\text{C}$), etilen-propilen ($t_{\max} = 155\text{ }^{\circ}\text{C}$), viton ($t_{\max} = 190\text{ }^{\circ}\text{C}$). Domeniul temperaturilor de lucru pentru aceste aparate poate să varieze între -50 și $+190\text{ }^{\circ}\text{C}$. Presiunile nominale maxime de lucru pot să ajunga până la 16-20 bar, iar diferența maximă dintre presiunile circuitelor poate să ajungă până la 9-12 bar și în mod excepțional la 20 bar.

Schimbatorul de caldura cu placi semi-sudate. Placile semi-sudate sunt concepute ca niste "casete". O "caseta" se compune dintr-o pereche de placi sudate între ele prin tehnologie laser. Avantajul acestei variante constructive este faptul ca avem un circuit prin care lichidele curg între placile sudate si un alt circuit prin care lichidele circula între doua placi printre care etanșarea este realizata traditional, cu garnituri, ușurând astfel spălarea manuală a acestuia. Acest tip de schimbator este special conceput pentru sectorul de frig și pentru medii agresive. Cu ajutorul garniturilor de construcție specială se poate realiza o etanșare foarte bună între casetele de plăci, ceea ce înseamnă o creștere a presiunii de lucru admisibile.

Schimbătoarele cu placi sudate au placile asamblate nedemontabil prin sudare. Spre deosebire de schimbatoarele de caldura cu placi si garnituri, schimbatoarele de caldura cu placi sudate

nu conțin elemente de etanșare, de aceea ele pot fi folosite pentru procese industriale cu temperaturi și presiuni în domenii extinse. Presiunile nominale maxime pot să ajunga până la 30-40 bar, iar domeniul de temperaturi între care pot să lucreze este de $-200 + 200^{\circ}\text{C}$.

Schimbătoarele cu plăci brazate sunt realizate cu plăci din oțel inoxidabil asamblate prin brazare cu ajutorul unui aliaj pe baza de cupru, în cuptoare sub vid. (brazare - lipire foarte rezistentă făcută cu un aliaj al cărui punct de topire este mai înalt de 400°C). Schimbătoarele cu plăci brazate au fost utilizate începând din anul 1977. Ansamblul schimbătoarelor de căldură de acest tip este prezentat în figura 1.7. Se pot utiliza ca vaporizatoare sau ca schimbătoare interne de căldură, dar numai pentru agenți curați, deoarece nu se pot curăța decât prin spălare chimică. Compactitatea acestor aparate este foarte mare.



Figura 1.7 Schimbator de căldură din plăci brazate care poate funcționa ca vaporizator sau condensator

Și acest tip de schimbătoare poate lucra la presiuni și temperaturi înalte: temperaturi de la -180°C și până la $+200^{\circ}\text{C}$, iar presiunea de lucru poate ajunge până la 30 bar.

Aplicații tipice:

- Termoficare, încălzire urbană și ventilație;
- Sisteme de energie solară și de aer condiționat;
- Pompe de căldură și unități recuperatoare de căldură;
- Sisteme cu uleiuri hidraulice, termice și de ungere;
- Producerea și preîncălzirea combustibililor.

Schema de curgere a fluidelor în schimbătoarele de căldură brazate este prezentată în figura 1.8

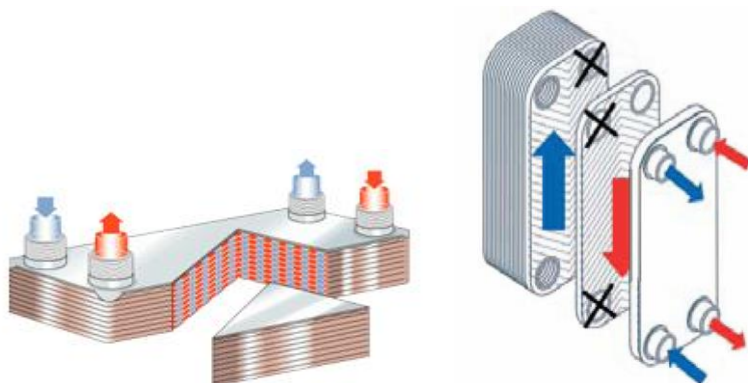
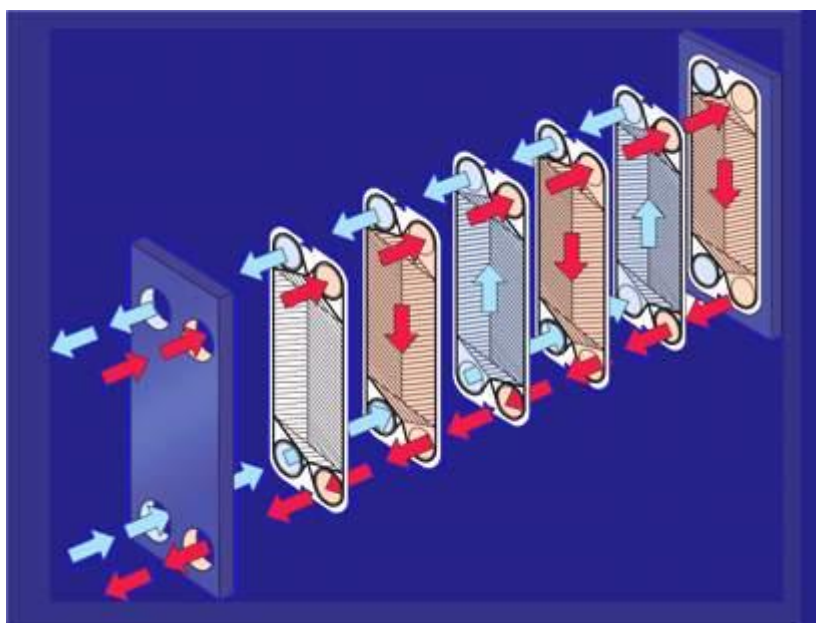
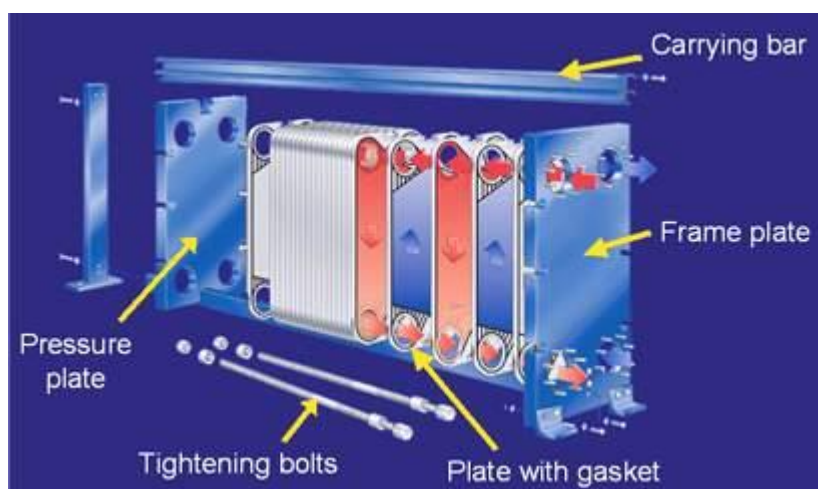


Figura 1.8 Schema de curgere a fluidelor în Schimbătoarele cu plăci brazate

Tabel 2.6 Date tehnice schimbator de căldură WWT Wilchwitzer Tehno –Tehnic GmbH WP1

Numar placi	10	12	14	20	24	30
L [mm]	36	41	48	60	70	84
Greutate: [kg]	1.2	1.3	1.4	1.7	19	2.2
Suprafața totală(m²)	0.014 X (Numar placi)					



5. Modelarea schimbătorului de căldură

Modelarea fenomenului de transfer termic se face pe baza legii conducției termice și a legii convecției termice. În ceea ce urmează ne vom referi la schimbătoare de căldură cu plăci, având ca agenții termici apa caldă și apa rece și sensul de deplasare în contracurent.

Există două moduri de abordare a modelării schimbului de căldură. Abordările fundamentate teoretic în paragrafele anterioare au aceleași ecuații care modelează fenomenul de transmitere a căldurii prin convecție între lichidele aflate în mișcare și placa de separație însă fenomenul de transfer al căldurii între lichide (prin placa de separație) poate fi privit în mai multe moduri. În funcție de modul de abordare al transferului de căldură prin placa de separație se obțin modele diferite ale schimbătorului:

- modelarea schimbului de căldură global, care permite estimarea temperaturii agentului termic secundar la ieșirea din schimbător cunoscând temperaturile de intrare ale agenților, debitele masice și suprafața totală de schimb al căldurii. Această metodă nu oferă informații asupra modului de distribuire a temperaturilor în lungul schimbătorului. Cunoașterea schimbului global de căldură este util în faza de proiectare a schimbătorului pentru dimensionarea suprafeței de transfer echivalente.

- modelarea dinamică a schimbului de căldură, care oferă informații detaliate ale distribuției temperaturii în timp și spațiu. Modelarea acestui fenomen se realizează în condițiile în care câmpul de temperatură este o funcție, atât de coordonatele spațiale cât și de timp și implică utilizarea ecuațiilor cu derivate parțiale și a modelelor cu parametrii distribuți. Această abordare prezintă interes pentru analiza evoluției în timp și spațiu a temperaturilor în schimbător la modificarea debitelor celor doi agenți sau a temperaturilor de intrare, însă din punct de vedere aplicativ metoda este laborioasă și dificil de aplicat.

O procedură de compromis, des utilizată în modelarea schimbătoarelor de căldură constă în divizarea schimbătorului de căldură, pe lungimea sa, într-un număr de N segmente ales astfel încât variația de temperatură pe lungimea unui segment să poată fi considerată constantă. Pentru fiecare din aceste segmente se aplică modelarea schimbului de căldură global obținându-se astfel un model simplu de implementat.

Mărimile fizice caracteristice acestor fenomene și unitățile de măsură corespunzătoare sunt prezentate în continuare:

T – temperatura	[°C]
t – timpul	[s]
F - debitul volumic	[Kg/s]
c - căldura specifică	[J/Kg·grad]
ρ - densitate	[Kg/ m ³]
v - viteza fluidului	[m/s]
A – aria plăcii de separație	[m ²]
K_{1m}, k_{m2} - coeficienți de transfer termic convectiv	[W/m ² ·grad]
V – volumul agentului termic	[Kg]

Q - cantitate de căldură $[J]$

Pentru elaborarea modelului acestui proces, vom considera un schimbător echivalent (mediu 1 - metal - mediu 2) cu circulație în contracurent. Ecuațiile de bilanț se vor scrie în următoarele ipoteze simplificatoare:

- curgerea în schimbător se consideră turbulentă și ca urmare se presupune o amestecare bună a fluidelor astfel încât temperaturile agenților în fiecare punct al unei secțiuni transversale sunt aceleași. Astfel se poate admite că temperaturile sunt variabile numai pe lungimea schimbătorului și în timp.

- se neglijează schimbul de căldură cu mediul exterior
- se neglijează transferul de căldură prin conducție în interiorul agenților termici
- conducția în plăcile separatoare are loc pe singură direcție normală la suprafața de separație

- densitatea, căldura specifică și coeficienții de transfer termic pot fi considerate constante în cazul schimbătoarelor de preparare a agentului termic și a apei menajere deoarece agenții nu suferă modificări ale stării de agregare și mai mult temperatura are variații în limite restrânse (căldura specifică a apei se modifică cu cca 2% pentru o variație a temperaturii de 70 °C).

Notății utilizate pentru indici:

- 1 - indice pentru mediul 1 – agentul primar,
- 2 - indice pentru mediul 2 – agentul secundar
- m - indice pentru metalul plăcii de separație
- i - intrare
- o - ieșire

Bilanțul energetic pentru agentul primar aplicat la nivelul unei plăci a schimbătorului de căldură poate fi exprimat astfel: variația în timp a căldurii înmagazinată în volumul de agent primar la nivelul unei plăci este egală cu diferența între căldura ce intră și cea care iese din placă prin debitul de agent primar din care se va scădea și căldura cedată prin convecție spre placa de separație și apoi agentului secundar. Considerând temperatura agentului termic în placă egală cu temperatura la ieșire, bilanțul energetic poate fi exprimat prin relația:

$$\rho \cdot V_1 \cdot c_1 \cdot \frac{dT_{o1}(t)}{dt} = \rho \cdot F_1(t) \cdot c_1 \cdot T_{i1}(t) - \rho \cdot F_1(t) \cdot c_1 \cdot T_{o1}(t) - k_{1m} \cdot A \cdot \Delta T_{1m}$$

În mod identic, bilanțul energetic pentru agentul secundar, pentru o singură placă poate fi exprimat prin relația:

$$\rho \cdot V_2 \cdot c_2 \cdot \frac{dT_{o2}(t)}{dt} = \rho \cdot F_2(t) \cdot c_2 \cdot T_{i2}(t) - \rho \cdot F_2(t) \cdot c_2 \cdot T_{o2}(t) + k_{m2} \cdot A \cdot \Delta T_{m2}$$

Bilanțul energetic aplicat suprafeței de separație la nivelul unei plăci poate fi exprimat astfel: variația în timp a căldurii înmagazinată în placa de separație de arie A este egală cu

diferența între căldura primită prin convecție de la agentul primar și căldura cedată agentului secundar. Acest bilanț energetic poate fi exprimat prin relația:

$$M_m c_m \frac{dT_m(t)}{dt} = k_{1m} \cdot A \cdot \Delta T_{1m} - k_{m2} \cdot A \cdot \Delta T_{m2} \quad (2.10)$$

Modelul matematic al schimbătorului pentru o singură placă se obține din aceste 3 ecuații diferențiale ordinare de ordinul întâi care pot fi scrise sub forma:

$$\frac{dT_{o1}(t)}{dt} = \frac{F_1}{V_1} \cdot \left(T_{i1}(t) - T_{o1}(t) - \frac{k_{1m} \cdot A}{\rho \cdot F_1(t) \cdot c_1} \cdot \Delta T_{1m} \right) \quad (2.11)$$

$$\frac{dT_{o2}(t)}{dt} = \frac{F_2}{V_2} \cdot \left(T_{i2}(t) - T_{o2}(t) + \frac{k_{m2} \cdot A}{\rho \cdot F_2(t) \cdot c_2} \cdot \Delta T_{m2} \right)$$

$$\frac{dT_m(t)}{dt} = \frac{A}{M_m \cdot c_m} (k_{1m} \cdot \Delta T_{1m} - k_{m2} \cdot \Delta T_{m2})$$

$$\Delta T_{1m} = \frac{T_{i1} + T_{o1}}{2} - T_m \quad \Delta T_{2m} = T_m - \frac{T_{i2} + T_{o2}}{2}$$

$$A=0.014 \text{ m}^2, V_1=V_2=0.014 \cdot 0.0022=0.0000308 \text{ m}^3;$$

$$F_1=0.0052/60 \text{ m}^3/\text{s}, F_2=0.0012/60 \text{ m}^3/\text{s},$$

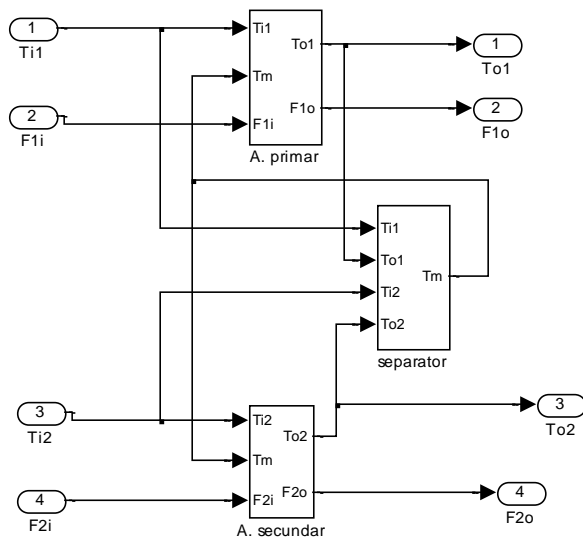
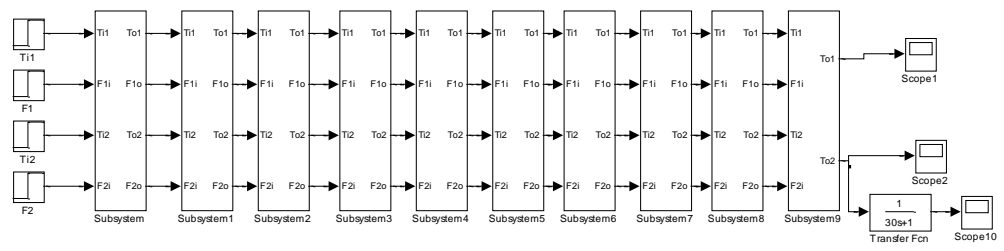
$$T_{i1}=64, T_{i2}=20;$$

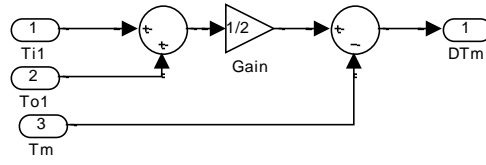
$$T_{i1}^0=20, T_{i2}^0=20, T_{o1}^0=20, T_{o2}^0=20, T_m^0=20$$

$$k_{1m}=3018; k_{m2}=3018;$$

$$c_2=c_1=4190 \text{ J/Kg} \cdot \text{grad}, c_m=410 \text{ J/Kg} \cdot \text{grad};$$

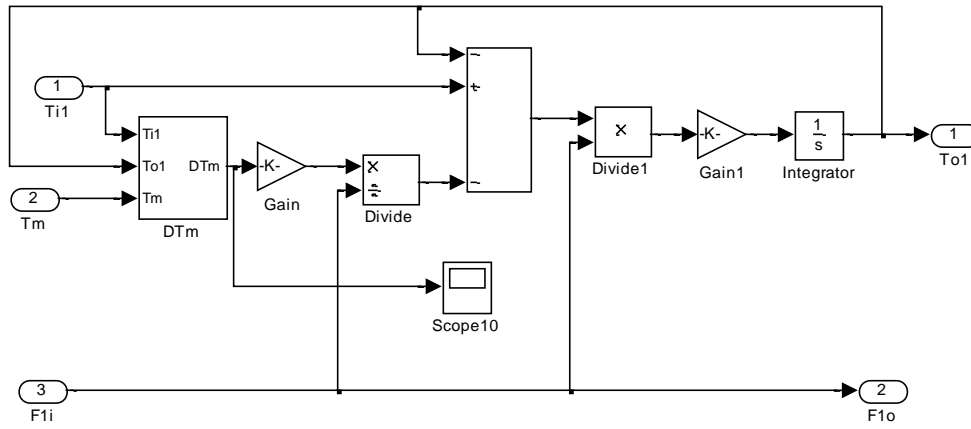
$$\rho=1000 \text{ kg/m}^3, M_m=0.05 \text{ kg};$$



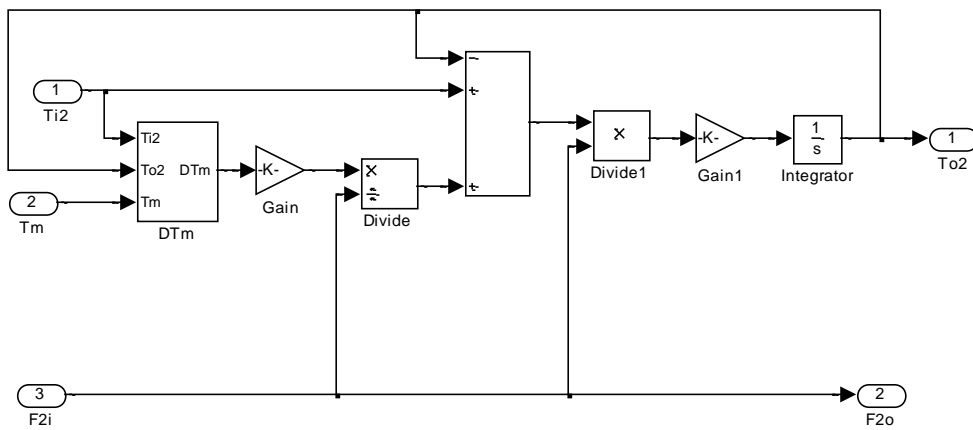


$$\Delta T_{lm} = \frac{T_{i1} + T_{o1}}{2} - T_m$$

$$\frac{dT_{o1}(t)}{dt} = \frac{F_1}{V_1} \cdot \left(T_{i1}(t) - T_{o1}(t) - \frac{k_{lm} \cdot A}{\rho \cdot F_1(t) \cdot c_1} \cdot \Delta T_{lm} \right)$$



$$\frac{dT_{o2}(t)}{dt} = \frac{F_2}{V_2} \cdot \left(T_{i2}(t) - T_{o2}(t) + \frac{k_{m2} \cdot A}{\rho \cdot F_2(t) \cdot c_2} \cdot \Delta T_{m2} \right)$$



Scheme de principiu pentru reglarea temperaturii în schimbătoarele de căldură

În schimbătoarele de căldură se reglează temperatura unui lichid pe care l-am denumit produs sau agent secundar. Pentru a realiza aceasta se va acționa prin modificarea cantității de căldură introdusă în proces prin agentul termic sau agentul primar. Modificarea cantității de căldură introdusă de agentul primar se poate realiza în două moduri: modificând debitul de agent primar sau modificând temperatura agentului. Metoda uzuală este cea în care se modifică debitul agentului termic, pentru a menține temperatura prescrisă pentru produs. Schema de reglare este prezentată în figura 3.4. în care se specifică și aparatura necesară pentru implemetare (TT adaptor de temperatură, V servo-robinet, TC regulator).

Regulatorul are de cele mai multe ori o structură PI, pentru care rezultă o bandă de proporționalitate BP mare. Banda de proporționalitate este determinată de amplificarea servo-robinetului K_e , a procesului K_p și a traductorului de măsurare K_T . Deoarece produsul lor este mare, amplificarea regulatorului va fi mică pentru a se asigura stabilitatea sistemului iar BP care este inversa amplificării regulatorului va fi mare.

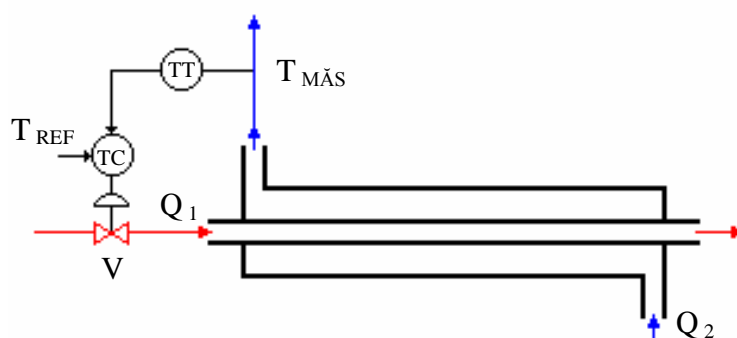


Figura 3.4. - Sistem de reglare simplu pentru un schimbător de căldură

Efectul integrator este necesar pentru eliminarea abaterii staționare care ar apărea în cazul unui regulator de tip proporțional. Este suficient un regulator proporțional dacă perturbațiile, și anume debitul lichidului încălzitor, debitul de lichid încălzit sau schimbările de temperatură la intrare sunt mici, astfel încât efectul lor este în domeniul de toleranță acceptat în variațiile temperaturii reglate.

Dacă debitul de produs către schimbătorul de căldură variază rapid va rezulta o abatere mare în valoarea temperaturii reglate. Mărimea și durata acestei abateri va putea fi redusă dacă regulatorul introduce și un efect derivativ.

Un sistem de reglare cu structură clasică cum este acest sistem are inconvenientul că regulatorul nu intervine decât după ce perturbația a influențat mărimea de ieșire modificând valoarea ei față de valoarea mărimei de referință. Reglarea în cascadă elimină în parte și în

anumite condiții acest inconvenient, compensând efectele perturbațiilor asupra mărimii reglate. Schema de reglare este prezentată în figura 3.5.

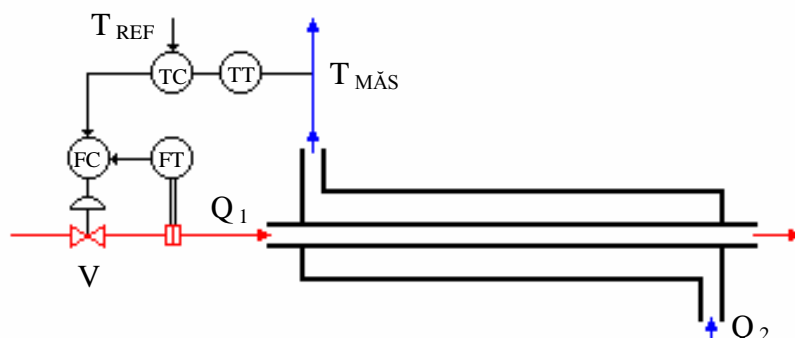


Figura 3.5. - Sistem de reglare în cascadă pentru un schimbător de căldură

În sistemele de reglare cu compensarea perturbației (**Feedforward Control**) se abordează problema efectelor perturbațiilor pornind de la măsurarea lor. Se formează apoi un lanț de elemente care determină semnale în sistemul obișnuit de reglare în așa fel încât rezultatele lor să creeze, în ceea ce privește mărimea reglată, o compensare a efectului perturbațiilor înainte ca ele să modifice această mărime. Această caracteristică justifică denumirea de reglare feedforward.

Pentru realizarea unui asemenea sistem trebuie avut în vedere următoarele:

- mărimea de perturbație să fie măsurabilă;
- întrucât este practic imposibil să se măsoare toate perturbațiile, se va alege perturbația cea mai importantă pentru care se vor stabili structurile de compensare, urmând ca pentru celelalte perturbații, compensarea să se facă prin structurile de reglare simple.

Schema de reglare este prezentată în figura 3.6.

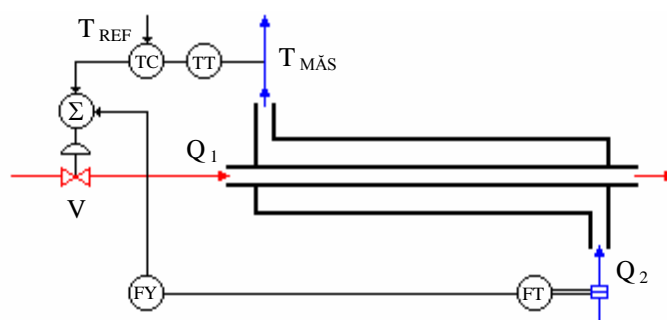


Figura 3.6. - Sistem de reglare cu predicție pentru un schimbător de căldură

Sistemul în cascadă este eficient pentru perturbații care apar în sistemul de alimentare cu agent termic și anume pentru perturbații de presiune pe alimentarea cu agent termic și care se manifestă prin modificarea debitului. În cele mai multe cazuri, sistemul în cascadă reduce considerabil efectul perturbațiilor asupra temperaturii de ieșire a produsului, care este parametrul principal.

Dacă perturbația principală este variația debitului de produs și este posibil să se măsoare direct, atunci este mai eficientă utilizarea unui sistem de reglare cu compensarea perturbației pentru îmbunătățirea performanțelor sistemului.

Avantajele sistemului cu compensarea perturbației derivă din faptul că poate realiza răspunsuri rapide fără legătură cu stabilitatea sistemului și că elimină în cele mai multe cazuri necesitatea realizării unui sistem de reglare mai complex care să asigure performanțele necesare. În schimb este necesar ca robinetul de execuție sau alt element de execuție să fie capabil să răspundă rapid semnalului de comandă. În cele mai multe cazuri trebuie ca robinetul să fie prevăzut cu poziționar.

Pentru menținerea performanțelor de regim staționar se recomandă ca reglarea cu compensarea perturbației să completeze o structură clasică de control pentru mărirea reglată. De asemenea trebuie menționat că utilizarea unei structuri feedforward presupune o cunoaștere mai detaliată a procesului decât în cazul reglării în cascadă, calculul compensatorului bazându-se pe modelul procesului. Aceste calcule sunt valide atâta timp cât modelul procesului este corect determinat și nu se modifică. Din această cauză, pentru menținerea performanțelor se recomandă ca reglarea cu compensarea perturbației să completeze o structură clasică de control pentru mărirea reglată care este în stare să compenseze incertitudinile în modelarea procesului.

Recomandări privind alegerea echipamentelor sistemului de control.

În general schimbătoarele de căldură sunt ușor de controlat, în afară de cazurile în care se cere o reglare deosebit de pretențioasă. **Creșterea debitelor** duce la creșterea transferului de căldură, micșorând constantele de timp și favorizând într-o oarecare măsură posibilitățile de reglare. Totuși, în implementarea sistemelor de control pentru schimbătoare de căldură trebuie avut în vedere respectarea unor reguli, dintre care cele mai utile sunt prezentate în continuare.

Dacă elementul de măsurare sau caracteristicile robinetului nu sunt corect stabilite se vor obține performanțe slabe și schimbări în caracteristicile schimbătorului de căldură.

O atenție deosebită se acordă **constantelor de timp care sunt introduse de elementul de măsură al temperaturii** pentru că sunt mai mari decât ale elementelor de măsură pentru debit, presiune sau nivel. Când constanta de timp a elementului de măsură este a doua ca mărime, cum este deseori în cazul sistemelor de reglare a temperaturii, calitatea reglării se îmbunătățește sensibil prin reducerea acestei constante de timp. Pe de altă parte este mult mai simplu să se reducă constanta de timp a măsurării printr-o amplasare corespunzătoare sau chiar întrebuintarea unui element diferit, decât să se modifice dinamica schimbătorului de căldură, care depinde de dimensiunea și lungimea tuburilor și de vitezele de curgere din schimbător.

Instalarea elementului de măsurare trebuie făcută cât mai aproape de suprafața activă a schimbătorului de căldură ținând seama și de debitul de lichid. Dacă punctul de măsură este mult în afara schimbătorului de căldură pe conducta de ieșire, se introduce în sistemul de reglare un timp mort care depinde de distanța la care se plasează traductorul și de debitul de

lichid. Acest timp mort, chiar dacă este de valoare redusă, are un efect dăunător asupra performanțelor sistemului de reglare.

Constanta de timp a elementului de măsurare a temperaturii protejat printr-o teacă este mai mare decât dacă este direct instalat în lichid. Această teacă trebuie eliminată dacă se cer performanțe deosebite sistemului de reglare și dacă procesul permite acest lucru. Dacă se utilizează teaca de protecție, montarea trebuie făcută atent pentru a evita spațiile cu aer între teacă și elementul de măsură, spațiu care contribuie în mod esențial la mărirea constantei de timp a elementului de măsură.

Robinetul ca element de execuție în sistemul de reglare a schimbătorului de căldură trebuie prevăzut **cu poziționar**, dacă se cer performanțe deosebite ale reglării. Frecările din robinet influențează nefavorabil reglarea și de aceea trebuie compensate prin utilizarea poziționerului.

Este de dorit să se păstreze aceeași relație între creșterile incrementale ale deschiderii robinetului și modificările în valoarea temperaturii măsurate pentru diferitele creșteri ale debitului pentru ca amplificarea sistemului de reglare să rămână pe cât posibil constantă. Îndeplinirea acestei condiții are drept efect o reglare bună pentru întreg domeniu al debitelor de lichid încălzit. Dacă acest debit se dublează este necesară o creștere incrementală dublă în debitul de lichid de încălzire pentru a obține o anumită modificare a temperaturii.

Robinetele cu caracteristică de procent egal sunt definite de funcția de transfer:

$$\frac{dQ}{dy} = a \cdot Q,$$

în care **Q** este debitul, **y** este deschiderea robinetului și **a** o constantă care depinde de dimensiunile robinetului. Întrebuințând un astfel de robinet se obține o relație proporțională între deschiderea robinetului și modificarea temperaturii.

Modificări în căderea de presiune pe robinetele întrebuințate în operația de reglare a încălzirii, trebuie luate în considerare când se determină caracteristicile generale ale robinetului. Este recomandată utilizarea robinetelor cu o caracteristică de tip “procent egal”.