ESERCIZI UNITA’ D – SOMMARIO

D.I. Cabinet per apparecchiature elettroniche

– *Problema*

Si consideri un cabinet per apparecchiature elettroniche come quello di cui al problema C.III. Al suo interno sono alloggiati dispositivi alimentati in corrente continua che lavorano a tensione 12 V ed assorbono, in condizioni di carico massimo, una corrente pari a 11.6 A. All’esterno del cabinet si ha aria in condizioni ambiente tipiche (temperatura 25°C, pressione 1 bar).

Sapendo che la massima temperatura ammissibile dell’aria di raffreddamento è pari a 80°C, determinare la minima portata di aria che un sistema di raffreddamento a circolazione forzata deve assicurare. Inoltre, sapendo che l’aria vene aspirata e scaricata attraverso aperture circolari con diametro 80 mm, determinare la velocità con cui l’aria fluisce attraverso dette aperture.

– *Dati*

Sostanza: aria secca

$p = 1 \text{ bar} = 1.00 \cdot 10^5$ Pa

$T_{ambiente} = 25°C = 298$ K

$T_{max} = 80°C = 353$ K

$\Delta V_{cc} = 12$ V

$I_{cc} = 11.6$ A

$D_1 = D_2 = 80$ mm $= 0.080$ m

– *Determinare*

Portata dell’aria di raffreddamento, velocità dell’aria all’ingresso e all’uscita.

– *Ipotesi*

Condizioni stazionarie in regime di carico massimo, sistema aperto a un ingresso ed una uscita, pareti del cabinet adiabatiche, variazioni di energia cinetica e potenziale dell’aria di ventilazione trascurabili tra ingresso e uscita del sistema, aria gas ideale.

– *Soluzione*

L’aria, aspirata alla temperatura ambiente di 25°C, subisce un progressivo riscaldamento mentre fluisce attraverso il cabinet e, quindi, raggiunge la sua massima temperatura in corrispondenza della sezione di efflusso, tramite la quale viene reimmessa nell’ambiente esterno.

Da ipotersi, alcuni dei dispositivi ospitati dal cabinet, particolarmente sensibili ai surriscaldamenti, non possono tollerare una temperatura dell’aria di raffreddamento superiore a 80°C, ma non sono disponibili informazioni sulla loro posizione (ad esempio, perché il layout interno non è stato ancora definito o può subire variazioni nel tempo). Si può perciò assumere, in favore di sicurezza, che i dispositivi suddetti si trovino nelle immediate prossimità della sezione di efflusso, ove è massima la temperatura dell’aria di raffreddamento che li lambisce. Di conseguenza, la minima portata di raffreddamento sarà quella per la quale l’aria, aspirata ad una temperatura T_1 pari al valore ambiente, viene espulsa ad una temperatura T_2 pari al valore massimo ammissibile.

$$T_1 = T_{ambiente}$$

$$T_2 = T_{max}$$

Il cabinet costituisce un sistema aperto (o volume di controllo) con un ingresso ed una uscita, soggetto ad un flusso stazionario di fluido. L'equazione di bilancio della massa permette di stabilire che, in condizioni stazionarie, la portata di aria che attraversa il sistema è costante:

$$\dot{m}_u - \dot{m}_e = 0 \quad \Rightarrow \quad \dot{m}_u = \dot{m}_e = \dot{m}$$

Per un sistema aperto operante in condizioni stazionarie ed avente un ingresso ed una uscita, l'equazione di bilancio dell'energia assume la forma:

$$\dot{Q} - \dot{L} = \dot{m} \cdot \left[(h_2 - h_1) + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + g \cdot (z_2 - z_1) \right]$$

Si possono assumere nulli gli scambi termici attraverso le pareti del cabinet, operando in tal modo in favore di sicurezza (in effetti, essendo l'interno del cabinet a temperatura maggiore dell'ambiente esterno, gli scambi termici attraverso le pareti comporterebbero una cessione di potenza termica all'ambiente, che andrebbe ad incrementare il raffreddamento). Ne consegue che l'apparato di raffreddamento ad aria forzata deve essere dimensionato in modo da poter asportare interamente la potenza termica fornita al sistema.

Nel caso in esame, si possono trascurare anche eventuali (ed indesiderate) emissioni elettromagnetiche verso l'esterno. Da ciò discende che la potenza termica fornita al sistema è pari alla potenza elettrica complessivamente dissipata dai dispositivi elettrici ed elettronici presenti all'interno del sistema stesso.

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{cc} = \Delta V_{cc} \cdot I_{cc} = 12 \cdot 11.6 = 139 \ \text{W}$$

Le variazioni di energia cinetica ed energia potenziale dell'aria tra ingresso ed uscita del sistema sono piccole, essendo minime in un sistema elettrico o elettronico le variazioni di velocità e di quota dell'aria stessa, e vengono quindi trascurate. Tipicamente piccola e perciò trascurabile è anche la potenza meccanica scambiata dai dispositivi di ventilazione (che è comunque facilmente valutabile sulla base della tensione e della corrente assorbite dai dispositivi stessi, oppure, più convenientemente, può essere accorpata alle dissipazioni elettriche del sistema, dal momento che l'energia meccanica trasferita dai dispositivi di ventilazione all'aria di raffreddamento è il risultato della conversione di energia elettrica assorbita dai dispostivi stessi e, una volta trasferita all'aria, viene pressoché integralmente dissipata in calore a causa degli effetti viscosi). L'equazione di bilancio dell'energia assume in definitiva la seguente forma semplificata:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1)$$

Per stimare la variazione di entalpia specifica, va rammentato che il calore specifico a pressione costante è definito come segue:

$$c_p = \left. \frac{\partial h}{\partial T} \right|_{p=cost}$$

Le condizioni di funzionamento del sistema sono tali che l'aria può essere considerata per tutto il processo un gas perfetto (la verifica sulla base delle pressioni e delle temperature ridotte è agevole), la cui entalpia specifica dipende solo dalla temperatura. Se ne desume che:

$$c_p = \frac{dh}{dT} \Rightarrow \ h_2 - h_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_p(T) \cdot dT$$

In presenza di variazioni di temperatura ridotte, è generalmente possibile assumere indipendente dalla temperatura il calore specifico a pressione costante e portarlo fuori dall'integrale sopra scritto. Per variazioni di temperatura più ampie, come quella in esame, è generalmente accettabile assumere c_p costante ed assegnargli il valore alla temperatura media della trasformazione, T_{media}, assumendo così che nell'intervallo di integrazione esista una dipendenza lineare del calore specifico dalla temperatura. Si ha quindi

$$T_{media} = \frac{(T_1 + T_2)}{2} \cong \frac{25+80}{2} = 52.5°C = 325.7 \ \ K$$

e

$$h_2 - h_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_p(T) \cdot dT \cong c_{p,medio} \cdot (T_2 - T_1) \cong c_p(T_{media}) \cdot (T_2 - T_1)$$

Da valori tabulati, solitamente reperibili in appendice ai manuali, si può ricavare che il calore specifico a pressione costante dell'aria (secca) a temperatura T_A = 300 K vale

$$c_{p,A} \equiv c_{p@T_A} = 1.005 \ \ kJ/(kg \cdot K) = 1005 \ \ J/(kg \cdot K)$$

mentre a temperatura T_B = 350 K vale

$$c_{p,B} \equiv c_{p@T_B} = 1.008 \ \ kJ/(kg \cdot K) = 1008 \ \ J/(kg \cdot K)$$

Si può così stimare che:

$$c_{p,medio} \cong c_{p,A} + (c_{p,B} - c_{p,A}) \cdot \frac{T_{media} - T_A}{T_B - T_A} = 1006.5 \ \ J/(kg \cdot K)$$

In definitiva, la minima portata in massa dell'aria deve essere tale che:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{(h_2 - h_1)} \cong \frac{\dot{Q}}{c_{p,medio} \cdot (T_2 - T_1)} = 0.00251 \ \ kg/s = 2.51 \ \ g/s$$

In un sistema ad un ingresso ed una uscita operante in condizioni stazionarie, la portata in massa è costante. Lo stesso non può tuttavia dirsi per la portata in volume, che dipende dalla densità dell'aria. Questa dipende a sua volta, nel caso in esame, dalla temperatura e può essere valutata mediante l'equazione di stato dei gas ideali. Essendo la costante di gas perfetto dell'aria (secca) pari a 287 J/(kg·K), si ricava che la densità dell'aria aspirata (cioè all'ingresso) è pari a

$$\rho_1 \equiv \frac{1}{v_1} = \frac{p}{R \cdot T_1} = \frac{100000}{287.0 \cdot 298} = 1.169 \ \ kg/m^3$$

mentre in efflusso (cioè all'uscita) è pari a

$$\rho_2 \equiv \frac{1}{v_2} = \frac{p}{R \cdot T_2} = \frac{100000}{287.0 \cdot 353} = 0.987 \ \ kg/m^3$$

Le portate in volume all'ingresso e all'uscita valgono, rispettivamente:

$$\dot{V}_1 = \frac{\dot{m}}{\rho_1} = 0.00215 \ \ m^3/s = 2.15 \ \ dm^3/s$$

$$\dot{V}_2 = \frac{\dot{m}}{\rho_2} = 0.00255 \ \ m^3/s = 2.55 \ \ dm^3/s$$

Infine, la sezione di passaggio dell'aria all'ingresso, uguale alla sezione di passaggio all'uscita, è pari a:

$$S_1 \equiv S_2 = \pi \cdot \frac{D_1^2}{4} = 0.00503 \ \ m^2$$

Pertanto, le velocità medie dell'aria sulle sezioni valgono, rispettivamente:

$$W_1 = \frac{\dot{V}_1}{S_1} = 0.43 \ \text{m/s}$$

$$W_2 = \frac{\dot{V}_2}{S_2} = 0.51 \ \text{m/s}$$

– *Commenti*

Una limitazione delle velocità di aspirazione e di efflusso dell'aria è in generale richiesta per il contenimento del rumore di ventilazione.

Perché si possa assumere che il carico termico sia uguale all'assorbimento elettrico del sistema, è necessario che il sistema stesso non presenti emissioni elettromagnetiche significative, che altrimenti comportano una cessione di potenza all'ambiente esterno che è da sottrarre all'assorbimento elettrico. È questo il caso di apparati radar attivi o di dispositivi trasmettitori per telecomunicazioni.

Nel caso siano presenti nel sistema dispositivi elettrici ed elettronici funzionanti a tensioni differenti, la potenza termica complessivamente trasferita alla portata di aria che attraversa il sistema è costituita dalla somma delle potenze elettriche dissipate dai singoli dispositivi, date, in corrente continua, dal prodotto delle relative tensioni e correnti:

$$\dot{Q}_{cc} = \sum \Delta V_{cc} \cdot I_{cc}$$

Nel dimensionamento dell'apparato di ventilazione occorre in realtà considerare anche le resistenze alla trasmissione del calore tra i singoli dispositivi elettronici alloggiati nel cabinet e l'aria. A tal riguardo., la temperatura di ogni dispositivo può essere correlata alla potenza termica dissipata al suo interno e alla resistenza termica $R_{disp\text{-}aria}$ tra il dispositivo stesso e l'aria di ventilazione (dipendente dalla specifica soluzione di raffreddamento adottata ed oggetto di analisi più dettagliate in seguito):

$$T_{disp} - T_{aria} = R_{disp-aria} \cdot \dot{Q}_{disp}$$

Conseguentemente, la massima temperatura dell'aria di ventilazione che un certo dispositivo può tollerare è inferiore a quella tollerata dal dispositivo stesso:

$$T_{aria,max} = T_{disp,max} - R_{disp-aria} \cdot \dot{Q}_{disp,max}$$

L'equazione di bilancio della massa si può scrivere in una forma avente validità più generale di quella riportata precedentemente, valida per un sistema a più ingressi e più uscite operante in condizioni non stazionarie:

$$\sum \dot{m}_u - \sum \dot{m}_e + \frac{d}{dt}\int_V \rho \cdot dV = 0$$

ove ρ è la densità e V è il volume del sistema. Se si assumono condizioni di lavoro stazionarie, si annulla la derivata temporale del contenuto di massa del sistema, quest'ultimo rappresentato dall'integrale a primo membro. Si ha così:

$$\frac{d}{dt}\int_V \rho \cdot dV \equiv \frac{dm}{dt} = 0$$

Si ricade poi nella formulazione valida per un sistema ad un ingresso ed una uscita se si può assumere che il sistema presenti una sola uscita (per ipotesi nel caso in esame, ma anche, ad esempio, nel caso sia presente una sola ventola di estrazione dell'aria di raffreddamento) ed un solo ingresso (sempre per ipotesi nel caso considerato, ma anche, più in generale, perché l'aria di raffreddamento, seppur aspirata attraverso una pluralità di aperture, è prelevata dallo stesso ambiente esterno e si trova su tutti gli ingressi nelle medesime condizioni di temperatura, e quindi di entalpia, mentre disuniformità della quota e della velocità di ingresso si possono trascurare essendo solitamente minime le variazioni tra ingresso ed uscita dell'energia cinetica e dell'energia potenziale specifiche rispetto alle variazioni di entalpia specifica; si può pertanto assumere che sia presente una sola apertura di ingresso dell'aria di raffreddamento, con area della sezione di passaggio pari alla somma delle aree della sezione di passaggio di tutte le aperture presenti).

Anche l'equazione di bilancio dell'energia si può scrivere in una forma avente validità più generale di quella riportata precedentemente, valida per un sistema a più ingressi e più uscite operante in condizioni non stazionarie:

$$\sum \dot{m}_u \cdot \left(h_u + g \cdot z_u + \frac{w_u^2}{2} \right) - \sum \dot{m}_e \cdot \left(h_e + g \cdot z_e + \frac{w_e^2}{2} \right) + \frac{d}{dt} \int_V \rho \cdot e \cdot dV = \sum \dot{Q} - \sum \dot{L}$$

ove il termine e rappresenta il contenuto di energia per unità di massa. Se si assume che tutta la potenza elettrica fornita ad un sistema elettronico, inclusa quella assorbita da eventuali dispositivi atti a scambiare lavoro meccanico (essenzialmente, le ventole di raffreddamento), venga dissipata all'interno del sistema e convertita in potenza termica, e che non siano presenti dispersioni di calore attraverso le pareti, è possibile accorpare in un unico termine le quantità nelle sommatorie a secondo membro.

$$\sum \dot{Q} - \sum \dot{L} \equiv \dot{Q}_{el}$$

Inoltre, se si assumono condizioni di lavoro stazionarie (ancora una volta a carico elettrico, ovvero termico, massimo, operando così in favore di sicurezza), si annulla la derivata temporale del contenuto di energia del sistema, quest'ultimo rappresentato dall'integrale a primo membro. Si ha così:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \cdot e \cdot dV \equiv \frac{dE}{dt} = 0$$

Se infine si può assumere che il sistema presenti una sola uscita ed un solo ingresso, si ricade nella formulazione valida per un sistema a un ingresso ed una uscita.

Le variazioni tra ingresso ed uscita dell'energia cinetica e dell'energia potenziale specifiche sono generalmente minime rispetto alle variazioni di entalpia specifica. Ad esempio, nel caso di un sistema raffreddato ad aria, ad una variazione di un metro di quota è associata la seguente variazione di energia potenziale specifica:

$$\Delta e_p = g \cdot \Delta z = 9.81 \cdot 1 \cong 10 \ \ J/kg$$

Ad una variazione della velocità dell'aria da quasi zero (ottenibile in presenza di una sezione di aspirazione così estesa da essere virtualmente infinita) a 10 m/s (velocità oltre la quale cominciano a manifestarsi seri problemi di rumorosità dei dispositivi di ventilazione) è associata la seguente variazione di energia cinetica specifica:

$$\Delta e_c = \frac{W_u^2}{2} - \frac{W_e^2}{2} \approx \frac{W_u^2}{2} = \frac{10^2}{2} = 50 \ \ J/kg$$

Infine, ad una variazione di un solo grado della temperatura dell'aria è associata la seguente variazione dell'entalpia specifica:

$$\Delta h = c_p \cdot \Delta T \approx 1006 \cdot 1 = 1006 \ \ J/kg$$

Come volevasi dimostrare, $\Delta h >> \Delta e_p$ e $\Delta h >> \Delta e_c$ anche per limitati incrementi della temperatura dell'aria.

D.II. Computer server

– *Problema*

Si consideri un server di calcolo che in condizioni di massimo carico assorbe 700 W elettrici. Siano pari a 37°C la temperatura ambiente massima e a 1 bar la pressione ambiente tipica. Le sezioni di aspirazione dell'aria di ventilazione presentano area complessiva 250 cm^2, mentre la sezione di efflusso presenta area 200 cm^2. Al fine di contenere il rumore, si vuole limitare a 1.6 m/s la massima velocità dell'aria nel sistema. Determinare in tali condizioni la massima temperatura che l'aria può raggiungere nel *case* del server.

– *Dati*

Sostanza: aria secca

$\dot{Q} = 700$ W

$T_{ambiente} = T_1 = 37°C = 310$ K

$p = 1$ bar $= 1 \cdot 10^5$ Pa

$S_1 = 250$ cm^2 $= 0.0250$ m^2

$S_2 = 200$ cm^2 $= 0.0200$ m^2

$w_{max} = 1.6$ m/s

– *Determinare*

Massima temperatura dell'aria.

– *Ipotesi*

Aria gas ideale, sistema aperto, condizioni stazionarie.

– *Soluzione*

L'aria, aspirata alla temperatura ambiente di 37°C, subisce un progressivo riscaldamento mentre fluisce attraverso il *case* del server e, pertanto, raggiunge la sua massima temperatura in corrispondenza della sezione di efflusso, tramite la quale viene reimmessa nell'ambiente esterno.

Il *case* costituisce un sistema aperto (o volume di controllo) con un ingresso ed una uscita, soggetto ad un flusso stazionario di fluido. L'equazione di bilancio della massa permette di stabilire che, in condizioni stazionarie, la portata massica di aria che attraversa il sistema è costante:

$$\dot{m}_u - \dot{m}_e = 0 \quad \Rightarrow \quad \dot{m}_u = \dot{m}_e = \dot{m}$$

Per un sistema aperto operante in condizioni stazionarie e dotato di un solo ingresso ed una sola uscita, l'equazione di bilancio dell'energia assume la forma:

$$\dot{Q} - \dot{L} = \dot{m} \cdot \left[(h_2 - h_1) + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + g \cdot (z_2 - z_1) \right]$$

Si possono assumere nulli gli scambi termici attraverso le pareti del *case*, operando in tal modo in favore di sicurezza (v. problema D.I). Ne consegue che l'apparato di raffreddamento ad aria forzata deve asportare interamente la potenza termica complessivamente sviluppata dai componenti del server, che, in assenza di emissioni elettromagnetiche significative, è pari alla potenza elettrica dissipata.

Le variazioni di energia cinetica ed energia potenziale tra ingresso ed uscita del sistema sono piccole, essendo minime in un sistema elettrico o elettronico le variazioni di velocità e di quota dell'aria (v. problema D.I), e vengono quindi trascurate. Tipicamente piccola e perciò trascurabile è anche la potenza meccanica scambiata dai dispositivi di ventilazione, oppure tale potenza può essere accorpata alle dissipazioni elettriche del sistema. L'equazione di bilancio dell'energia assume in definitiva la seguente forma semplificata:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot \left(h_2 - h_1\right)$$

Essendo l'aria di ventilazione un gas ideale, si può anche scrivere:

$$h_2 - h_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_p\left(T\right) \cdot dt \cong c_{p,medio} \cdot \left(T_2 - T_1\right) \;\Rightarrow\; \dot{Q} = \dot{m} \cdot c_{p,medio} \cdot \left(T_2 - T_1\right)$$

La massima velocità si ha sicuramente in efflusso, essendo ivi maggiore la temperatura dell'aria e, allo stesso tempo, più ridotta l'area della sezione di passaggio. Infatti, la portata in massa di aria (costante nel problema in esame) è pari al prodotto di densità (che, a pressione costante, diminuisce all'aumentare della temperatura), velocità media sulla sezione di passaggio considerata ed area di detta sezione di passaggio:

$$\dot{m} = \rho \cdot W \cdot S \;\Rightarrow\; W = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot S}$$

La densità dell'aria in uscita non è tuttavia nota, essendo ivi incognita la temperatura. Non è noto neanche il calore specifico medio (a pressione costante) dell'aria durante la trasformazione, ma su questo si posso formulare ipotesi abbastanza accurate, stimando dalle tabelle in appendice ai manuali un valore pari a 1006 J/(kg·K).

La densità in uscita dell'aria, gas ideale, si può ricollegare alla temperatura dell'aria stessa mediante l'equazione di stato dei gas ideali

$$\rho_2 \equiv \frac{1}{v_2} = \frac{p}{R \cdot T_2}$$

La relazione precedente può essere introdotta, con le temperature rigorosamente in kelvin, nella relazione per il calcolo della portata, in cui si impone una velocità pari al valore massimo ammissibile, ottenendo così:

$$W_2 = w_{max}$$

$$\dot{m} = \rho_2 \cdot W_2 \cdot S_2 \equiv \frac{p}{R \cdot T_2} \cdot w_{max} \cdot S_2$$

Introducendo la relazione precedente in quella di bilancio dell'energia nella forma semplificata sviluppata precedentemente, si ottiene:

$$\dot{Q} = \frac{p}{R \cdot T_2} \cdot w_{max} \cdot S_2 \cdot c_{p,medio} \cdot \left(T_2 - T_1\right) \equiv \frac{p}{R} \cdot w_{max} \cdot S_2 \cdot c_{p,medio} \cdot \left(1 - \frac{T_1}{T_2}\right)$$

$$\frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{R}{p} \cdot \frac{1}{w_{max} \cdot S_2} \cdot \frac{\dot{Q}}{c_{p,medio}}$$

La relazione può essere risolta rispetto a T_2, unica incognita:

$$T_2 = \frac{T_1}{\left(1 - \frac{R}{p} \cdot \frac{1}{w_{max} \cdot S_2} \cdot \frac{\dot{Q}}{c_{p,medio}}\right)} = \frac{310}{\left(1 - \frac{287}{1 \cdot 10^5} \cdot \frac{1}{1.6 \cdot 0.0200} \cdot \frac{700}{1006}\right)} = 330 \text{ K} \cong 58°C$$

– *Commenti*

Se si abbassa la temperatura ambiente, si abbassano in eguale misura tutte le temperature nel sistema e, quindi, anche i rischi di surriscaldamento. A tal scopo, server e workstation vengono spesso alloggiati in locali condizionati.

Dato che le massime temperature dell'aria si raggiungono in prossimità della sezione di efflusso, è opportuno posizionare lontano da questa i componenti che soffrono maggiormente i surriscaldamenti (processori, dischi rigidi, ecc.), ed in prossimità di questa i componenti meno delicati (alimentatore/trasformatore elettrico, ecc.).

D.III. Raffreddamento a liquido di un microprocessore

– *Problema*

Un microprocessore ad elevate prestazioni assorbe, in condizioni di massimo carico, una potenza pari a 85 W elettrici. Si determini quale incremento di temperatura subirebbe una portata di acqua di raffreddamento pari a 1.5 L/min.

– *Dati*

Sostanza: acqua

$\dot{Q}$ = 85 W

$\dot{V}$ = 1.5 L/min = 0.025 dm^3/s = 25·10^{-6} m^3/s

– *Determinare*

Incremento di temperatura dell'acqua.

– *Ipotesi*

Sistema aperto, condizioni stazionarie.

– *Soluzione*

L'equazione di bilancio delle masse per un sistema aperto (o volume di controllo) con un ingresso (sezione 1) ed una uscita (sezione 2), soggetto ad un flusso stazionario di fluido, permette di stabilire che la portata in massa di fluido che attraversa il sistema è costante:

$$\dot{m}_2 - \dot{m}_1 = 0 \quad \Rightarrow \quad \dot{m}_2 = \dot{m}_1 = \dot{m}$$

L'equazione di bilancio dell'energia per un sistema operante in condizioni stazione e con un ingresso ed una uscita è la seguente:

$$\dot{Q} - \dot{L} = \dot{m} \cdot \left[(h_2 - h_1) + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + g \cdot (z_2 - z_1) \right]$$

Trascurando le variazioni di energia cinetica (le sezioni di ingresso e di uscita hanno in genere area simile e, essendo il fluido un liquido, quindi incomprimibile, la velocità media sulle sezioni è generalmente la stessa) e potenziale (di solito, le sezioni di ingresso e di uscita sono praticamente alla stessa quota), nonché il lavoro di pompaggio del fluido (la pompa è in ogni caso esterna al sistema aperto considerato), l'equazione di bilancio dell'energia assume la seguente forma semplificata:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) = \rho \cdot \dot{V} \cdot (h_2 - h_1)$$

Per un liquido (incomprimibile), la variazione di entalpia specifica a pressione costante si può stimare come segue:

$$h_2 - h_1 = \int_{T_1}^{R_2} c(T) \cdot dT \cong c \cdot (T_2 - T_1)$$

La densità e il calore specifico (medio) dell'acqua in condizioni ambiente standard si possono assumere pari a 1000 kg/m^3 e 4186 J/(kg·K), rispettivamente. Pertanto, il massimo incremento della temperatura dell'acqua sarà:

$$\Delta T = T_2 - T_1 = \frac{\dot{Q}}{\rho \cdot \dot{V} \cdot c} = \frac{85}{1000 \cdot 25 \cdot 10^{-6} \cdot 4186} = 0.81°C$$

– *Commenti*

L'incremento di temperatura è assai ridotto. Inoltre, la resistenza alla trasmissione del calore tra un liquido e un solido è molto minore che tra un gas e un solido, il che fa sì che la temperatura del dispositivo raffreddato sia in generale molto prossima a quella del liquido di raffreddamento:

$$T_{disp} = T_{liquido} + R_{disp-liquido} \cdot \dot{Q}_{disp} \approx T_{liquido}$$

Il raffreddamento a liquido è più efficiente di quello ad aria, ma comporta significative complicazioni del sistema. Si deve infatti scongiurare il rischio di perdite di liquido, che avrebbero conseguenze deleterie; inoltre, vanno previsti uno scambiatore di calore esterno, per raffreddare il liquido, ed una pompa per farlo circolare.