un frigorifero e il flusso negli scambiatori di calore. Altre volte, la trasmissio di calore è indesiderabile e i tubi o i condotti vengono isolati termicamente p impedire ogni cessione o acquisto di calore, in particolare quando è grande differenza di temperatura tra il fluido che scorre e l'ambiente. In questo caso trasmissione di calore è trascurabile.

Se il volume di controllo contenesse una porzione scaldante (conduttori elett ci), un ventilatore o una pompa, si dovrebbero considerare gli scambi di lavo (*Figura 6.40*). Ovviamente, il lavoro di un ventilatore è generalmente piccolo spesso viene trascurato nell'analisi energetica.

Le velocità dei fluidi che scorrono in tubi e condotti sono relativamente bass e le variazioni di energia cinetica sono generalmente trascurabili, e ciò vale particolare quando il diametro del tubo o del condotto è costante e gli effet termici sono trascurabili. Ma le variazioni di energia cinetica possono esse rilevanti nel caso del flusso di un gas in condotti con area della sezione tr sversale variabile, in particolare quando gli effetti di compressibilità sor rilevanti. Anche il termine di energia potenziale può essere rilevante quanc il fluido subisce una notevole variazione di quota mentre scorre in un tubo in un condotto.

ESEMPIO 6.11

Il riscaldamento elettrico dell'aria in una casa

Il sistema di riscaldamento elettrico impiegato in alcune case è costituito da un semplice condotto provvisto di riscaldatori a resistenza elettrica. L'aria viene riscaldata mentre scorre sui resistori. Si consideri un sistema di riscaldamento elettrico che assorbe una potenza elettrica di 15 kW. L'aria entra nella sezione scaldante alla pressione di 100 kPa e alla temperatura di 17°C con una portata volumetrica di 150 m³/min. Se l'aria nel condotto cede all'ambiente una potenza termica di 200 W, si determini la temperatura dell'aria all'uscita del sistema.

Soluzione

Si considera il sistema di riscaldamento elettrico di una casa. Per l'assorbime to di potenza elettrica e la portata volumetrica specificati, si deve determina la temperatura dell'aria all'uscita del sistema.

Ipotesi

1. Si tratta di un processo a flusso stazionario perché non avviene alcuna vari zione in alcun punto nel tempo e quindi $\Delta m_{VC} = 0$ e $\Delta E_{VC} = 0$.
2. L'aria è un gas perfetto perché è a temperatura alta e a pressione bassa rispe to ai suoi valori del punto critico.
3. La variazione di energia cinetica e la variazione di energia potenziale sono tr scurabili, $\Delta e_{cin} \cong \Delta e_{pot} \cong 0$.
4. Per l'aria si usano calori specifici costanti a temperatura ambiente.

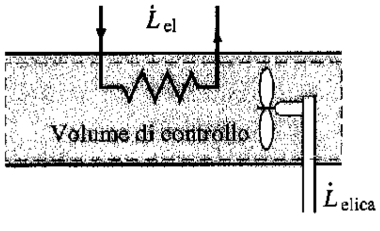


FIGURA 6.40
Il flusso in una tubazione o un condotto può comportare più di una forma di lavoro allo stesso tempo.

Analisi

Si assume come sistema la *sezione scaldante del condotto* (*Figura 6.41*). Il sisten scelto è un *volume di controllo* perché il suo contorno è attraversato da un flus di massa durante il processo. Si osserva che è presente una sola entrata e ur sola uscita e quindi $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$. Inoltre, il sistema cede calore all'ambiente e sul sistema viene compiuto lavoro elettrico.

Alle temperature che si incontrano nelle applicazioni di riscaldamento e di condizionamento dell'aria, Δh può essere sostituita con $c_p\ \Delta T$, dove c_p = 1.005 kJ/(kg · °C) – il valore a temperatura ambiente – con un errore trascurabile (*Figura 6.42*). Quindi, il bilancio energetico per questo sistema a flusso stazionario, riferito all'unità di tempo, può essere espresso come

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrante}} - \dot{E}_{\text{uscente}}}_{\substack{\text{Potenza netta scambiata sotto forma}\\ \text{di calore, lavoro e flusso di massa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt^{\to 0\ \text{(stazionario)}}}_{\substack{\text{Variazione delle energie interna,}\\ \text{cinetica, potenziale ecc.}\\ \text{riferita all'unità di tempo}}} = 0$$

$$\dot{E}_{\text{entrante}} = \dot{E}_{\text{uscente}}$$

$$\dot{L}_{el,\ \text{entrante}} + \dot{m}h_1 = \dot{Q}_{\text{uscente}} + \dot{m}h_2 \quad (poiché\ \ \Delta e_{\text{cin}} \cong \Delta e_{\text{pot}} \cong 0)$$

$$\dot{L}_{el,\ \text{entrante}} - \dot{Q}_{\text{uscente}} = \dot{m}c_p\,(T_2 - T_1)$$

In base all'equazione di stato dei gas perfetti, il volume specifico dell'aria all'entrata del condotto è

$$v_1 = \frac{RT_1}{p_1} = \frac{0.287 \times 290}{100} = 0.832\ \text{m}^3/\text{kg}$$

La portata volumetrica dell'aria nel condotto si ottiene da

$$\dot{m} = \frac{\dot{w}_1}{v_1} = \frac{150}{0.832}\left(\frac{1}{60}\right) = 3.0\ \text{kg/s}$$

Sostituendo le quantità note, si ottiene la temperatura dell'aria all'uscita del condotto:

$$15 - 0.2 = 3 \times 1.005(T_2 - 17)$$

da cui

$$T_2 = 21.9°\text{C}$$

Considerazioni

Si noti che la cessione di calore dal condotto riduce la temperatura dell'aria all'uscita del condotto stesso.

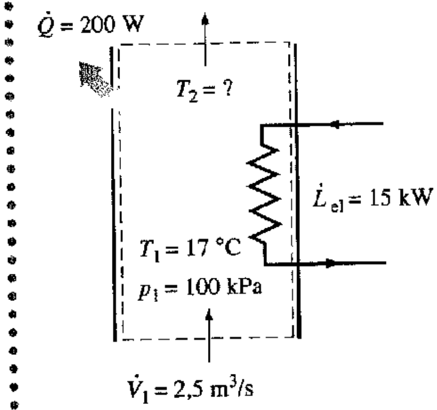


FIGURA 6.41
Schema per l'Esempio 6.11.

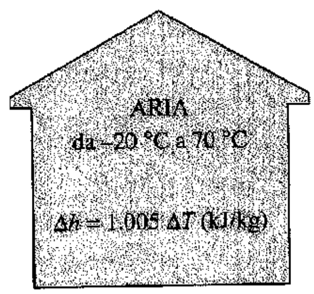


FIGURA 6.42
L'errore che si commette nel calcolo di $\Delta h = c_p\,\Delta T$, in cui c_p = 1.005 kJ/(kg · °C), è minore dello 0.5% per l'aria nell'intervallo di temperatura –20°C a 70°C.

6.5 L'analisi energetica dei processi a flusso non stazionario

Durante un processo a flusso stazionario non avvengono variazioni entro il volume di controllo nel tempo; perciò, non è necessario interessarsi di ciò che accade entro il contorno del volume di controllo. Poiché non ci si deve preoc-

Soluzione

Nota la potenza termica assorbita da un refrigeratore, si devono calcolare il suo *COP* e la potenza termica scaricata nell'ambiente.

Ipotesi

Il sistema opera in condizioni stazionarie.

Analisi

(a) Il coefficiente di prestazione di un frigorifero definito dall'***Equazione 7.9*** è:

$$COP_F = \frac{\dot{Q}_i}{\dot{L}_{n,e}} = \frac{6}{2} = 3$$

(b) La potenza termica scaricata nell'ambiente, determinata con l'***Equazione 7.10***, è:

$$\dot{Q}_s = \dot{Q}_i + \dot{L}_{n,e} = 6 + 2 = 8 \text{ kW}$$

Considerazioni

Si noti che sia l'energia asportata dall'ambiente freddo sotto forma di calore sia l'energia fornita al compressore come lavoro elettrico vengono scaricate sotto forma di calore nell'ambiente e si trasformano in energia interna dell'aria in essa contenuta.

Ciò a ulteriore dimostrazione del fatto che l'energia si trasforma da una forma a un'altra, si trasferisce da un corpo a un altro, ma non viene mai distrutta durante una qualsiasi trasformazione.

ESEMPIO 7.4

Il riscaldamento di una casa con una pompa di calore

Per sopperire al fabbisogno termico di una casa e mantenerne la temperatura interna a 20°C si ricorre all'uso di una pompa di calore.

In un giorno nel quale la temperatura esterna cala fino a −2°C, si stima che la casa dissipi una potenza termica di 20 kW. Sapendo che la pompa di calore in queste condizioni ha un COP_{PdC} di 2.5, si determini (*a*) la potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore e (*b*) la potenza termica assorbita dall'aria esterna.

Soluzione

Dato il *COP* di una pompa di calore, si devono determinare la potenza elettrica e la potenza termica assorbite.

Ipotesi

Il sistema opera in condizioni stazionarie

Analisi

(a) La potenza assorbita dalla pompa di calore (***Figura 7.25***) può essere determinata ricorrendo alla definizione di coefficiente di prestazione di una pompa di calore (***Equazione 7.12***):

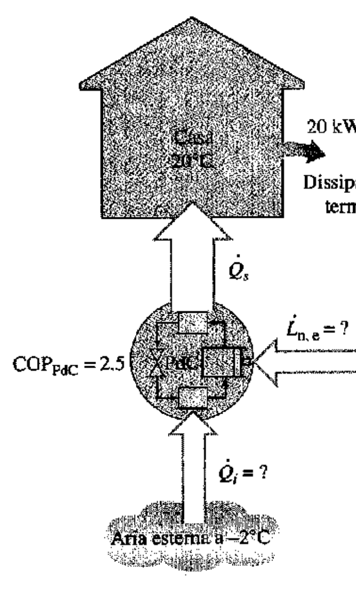


FIGURA 7.25
Schema per l'Esempio 7.4.

$$\dot{L}_{n,e} = \frac{\dot{Q}_s}{COP_{PdC}} = \frac{20}{2.5} = 8 \text{ kW}$$

(b) La casa dissipa la potenza termica di 20 kW. Se la temperatura della casa deve essere mantenuta costante a 20°C, la pompa di calore deve fornire alla casa una potenza termica pari a quella persa, 20 kW. È possibile, allora, calcolare la potenza termica assorbita dall'aria esterna con il principio di conservazione dell'energia applicato alle macchine cicliche (***Equazione 7.10***):

$$\dot{Q}_i = \dot{Q}_s - \dot{L}_{n,e} = 20 - 8 = 12 \text{ kW}$$

Considerazioni

Questa relazione sottolinea che 12 kW su 20 kW forniti alla casa provengono dall'aria fredda esterna e che solo 8 kW provengono dal lavoro elettrico del compressore (cioè si ottengono 20 kW spendendo per soli 8 kW). Nel caso di una stufa elettrica si sarebbe dovuta fornire l'intera potenza di 20 kW attingendo solo alla rete elettrica con un costo per il riscaldamento più alto di 2.5 volte. Per questa ragione le pompe di calore si sono diffuse come sistemi di riscaldamento e vengono preferite alle semplici stufe a resistenze elettriche nonostante il loro più alto costo iniziale.

7.4.1 Il secondo principio della termodinamica: l'enunciato di Clausius

L'enunciato di Clausius del secondo principio della termodinamica afferma che:

> *è impossibile realizzare una macchina con funzionamento ciclico il cui unico effetto sia il trasferimento di una quantità di calore da un corpo a bassa temperatura a un altro a temperatura più alta.*

Il trasferimento di calore da un corpo più freddo a uno più caldo, che non avviene spontaneamente, può realizzarsi impiegando una macchina termica (macchina frigorifera o pompa di calore). L'enunciato di Clausius non nega la possibilità di costruire una tale macchina, ma afferma che questa macchina oltre al trasferimento del calore dovrà avere altri effetti, come per esempio l'assorbimento di energia (quella fornita al compressore da un motore, ***Figura 7.26***) che inevitabilmente lascia tracce nell'ambiente. Entrambi gli enunciati del secondo principio della termodinamica, quello di Clausius e quello di Kelvin-Planck, stabiliscono un'impossibilità e come tali non possono essere dimostrati. Tuttavia, essi non sono mai stati contraddetti dall'esperienza.

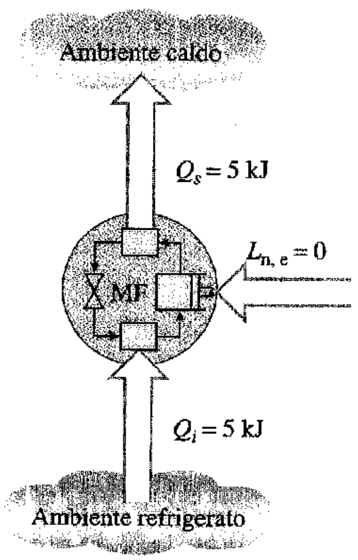


FIGURA 7.26
Una macchina frigorifera in contrasto con l'enunciato di Clausius del secondo principio della termodinamica.

7.4.2 L'equivalenza dei due enunciati

I due enunciati del secondo principio della termodinamica, di Kelvin-Planck e di Clausius, sono equivalenti nelle loro conseguenze, e possono essere usati indifferentemente: ogni macchina che dovesse violare il secondo principio della termodinamica secondo l'enunciato di Kelvin-Planck lo violerebbe anche secondo Clausius, e viceversa.

Per un flusso stazionario che attraversi un dispositivo senza scambi di lavoro con l'esterno (per esempio, ugelli o sezioni di tubazioni), poiché il termine relativo al lavoro è nullo, l'equazione precedente assume la forma:

$$v\,(p_2 - p_1) + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) = 0 \qquad \textbf{(8.55)}$$

La relazione precedente è nota in fluidodinamica come **equazione di Bernoulli.** L'*Equazione 8.55* è stata sviluppata per trasformazioni internamente reversibili e per questo è applicabile a fluidi incompressibili sottoposti a trasformazioni prive di irreversibilità come attrito o superfici d'urto.

L'*Equazione 8.52* ha implicazioni importanti sia per le macchine motrici sia per quelle operatrici che funzionino in condizioni di flusso stazionario come turbine, turbocompressori e turbopompe. Si noti, infatti, che il lavoro reversibile in condizioni di flusso stazionario dipende notevolmente dal volume specifico del fluido evolvente: *più grande è il volume specifico del fluido evolvente, più alto sarà il lavoro reversibile fornito o ottenuto dal dispositivo in condizioni di flusso stazionario* (*Figura 8.41*).

Questa conclusione è valida anche per apparecchiature a flusso stazionario reali. È utile, quindi, impiegare fluidi con piccolo volume specifico nel caso di compressione (spesa minima di lavoro) e con alto volume specifico nel caso di espansione (massima produzione di lavoro), come avviene negli impianti motori a vapore per la produzione di energia, dove l'acqua liquida viene sottoposta ad aumento di pressione e il vapore a espansione.

ESEMPIO 8.12

La compressione di una sostanza allo stato liquido e di vapore

Si determini il lavoro necessario per comprimere isoentropicamente una quantità di vapore da 100 kPa a 1 MPa, assumendo che esso, nella sua condizione iniziale, sia (*a*) allo stato di liquido saturo e (*b*) allo stato di vapore saturo.

Soluzione

Del vapore viene compresso isoentropicamente da una pressione iniziale nota a una certa pressione finale. Si deve determinare il lavoro entrante nel caso in cui il vapore all'ingresso sia in condizioni di liquido saturo e in quello di vapore saturo.

Ipotesi

1. Il sistema è in condizioni stazionarie.
2. Le variazioni di energia cinetica e potenziale sono trascurabili.
3. La trasformazione è isoentropica.

Analisi

Il *sistema* è costituito inizialmente dalla turbina e quindi dalla pompa. In entrambi i casi si tratta di *volumi di controllo* dal momento che c'è trasporto di massa attraverso il contorno del sistema. Nella *Figura 8.42* sono rappresentati schematicamente la pompa e il compressore e il diagramma *T-s* per le trasformazioni descritte.

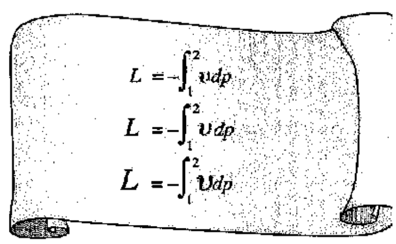


FIGURA 8.41
Più è grande il volume specifico del fluido evolvente, maggiore sarà il lavoro prodotto o consumato da un dispositivo a flusso stazionario.

(a) In questo caso poiché il fluido evolvente è allo stato di liquido saturo, il volume specifico è:

$$\upsilon_l = \upsilon_{l \text{ a } 100\,\text{kPa}} = 0.001043 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Dato che esso rimane sostanzialmente costante lungo la trasformazione, si ha:

$$\begin{aligned} l_{\text{rev}} &= -\int_1^2 \upsilon \, dp \approx \upsilon_1(p_1 - p_2) \\ &= 0.001043 \times (100 - 1000) \\ &= -0.94 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

(b) All'inizio il fluido è allo stato di vapore saturo e durante la compressione rimane sempre allo stato di vapore. Dato che il volume specifico di un gas varia considerevolmente durante una compressione, bisognerebbe conoscere la sua legge di variazione in funzione della pressione (υ in funzione di p) per calcolare l'integrale nell'***Equazione 8.53***. Questa relazione per trasformazioni isoentropiche, però, si ricava dalla seconda equazione del Tds ponendo $ds = 0$:

$$\left.\begin{array}{l} T\ ds = dh - \upsilon\ dp \\ ds = 0 \text{ (isoentropica)} \end{array}\right\} \ \upsilon\ dp = dh$$

da cui

$$l_{\text{rev}} = -\int_1^2 \upsilon\ dp = -\int_1^2 dh = h_1 - h_2$$

I valori dell'entalpia nei due stati sono:

Stato 1: $\quad l_{\text{rev}} = -\int_1^2 \upsilon\ dp = -\int_1^2 dh = h_1 - h_2$ **(Tabella A.5)**

Stato 2: $\quad \left.\begin{array}{l} p_1 = 1 \text{ MPa} \\ s_2 = s_1 \end{array}\right\} h_2 = 3195.5 \text{ kJ/kg}$ **(Tabella A.6)**

da cui $\quad l_{\text{rev}} = 2675.5 - 3195.5 = -520 \text{ kJ/kg}$

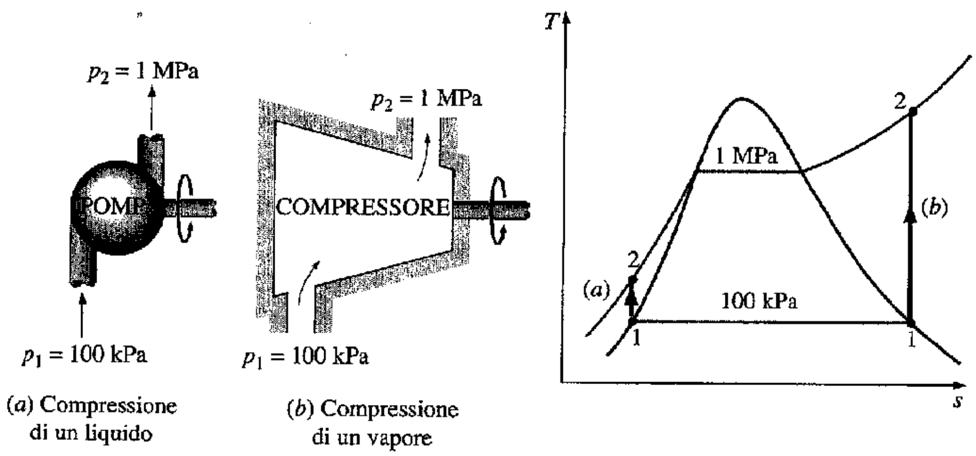


FIGURA 8.42
Schema e diagramma *T-s* per l'Esempio 8.12.

ESEMPIO 9.8

Il rendimento termico di un ciclo Rankine semplice ideale

Si consideri un impianto motore a vapore funzionante secondo il ciclo Rankine semplice ideale. Il vapor d'acqua entra in turbina alla pressione di 3 MPa e alla temperatura di 350°C, e si condensa alla pressione di 75 kPa. Determinare il rendimento termico del ciclo.

Soluzione

Lo schema dell'impianto e la rappresentazione del ciclo sul diagramma *T-s* sono riportati nella ***Figura 9.49***. Poiché l'impianto motore funziona secondo il ciclo Rankine ideale, si assume che le trasformazioni in turbina e nella pompa siano isoentropiche, che in caldaia e nel condensatore non vi siano perdite di carico, e, infine, che il vapore esca dal condensatore ed entri nella pompa nello stato di liquido saturo alla pressione di condensazione.

Inizialmente occorre determinare l'entalpia nei vari punti del ciclo utilizzando le tabelle delle proprietà del vapor d'acqua (***Tabelle A.4, A.5*** e ***Figura A.7***):

Stato 1:
$$\left.\begin{array}{l} p_1 = 75\ \text{kPa} \\ \text{liquido saturo} \end{array}\right\} \begin{array}{l} h_1 = h_{l\,a\,75\,kPa} = 384.39\ \text{kJ/kg} \\ v_1 = v_{l\,a\,75\,kPa} = 0.001037\ \text{m}^3/\text{kg} \end{array}$$

Stato 2: $p_2 = 3\ MPa$

$$s_2 = s_1$$
$$l_{p,e} = v_1\,(p_2 - p_1) = 0.001037 \times (3000 - 75) = 3.03\ \text{kJ/kg}$$
$$h_2 = h_1 + l_{p,e} = 384.39 + 3.03 = 387.42\ \text{kJ/kg}$$

Stato 3:
$$\left.\begin{array}{l} p_3 = 3\text{MPa} \\ T_3 = 350°\text{C} \end{array}\right\} \begin{array}{l} h_3 = 3115.3\ \text{kJ/kg} \\ s_3 = 6.7428\ \text{kJ/(kg}\cdot\text{K)} \end{array}$$

Stato 4: $p_4 = 75\ \text{kPa}$

$$s_4 = s_3 \quad \text{(miscela satura)}$$

$$x_4 = \frac{s_4 - s_l}{s_{lv}} = \frac{6.7428 - 1.213}{6.2434} = 0.886$$

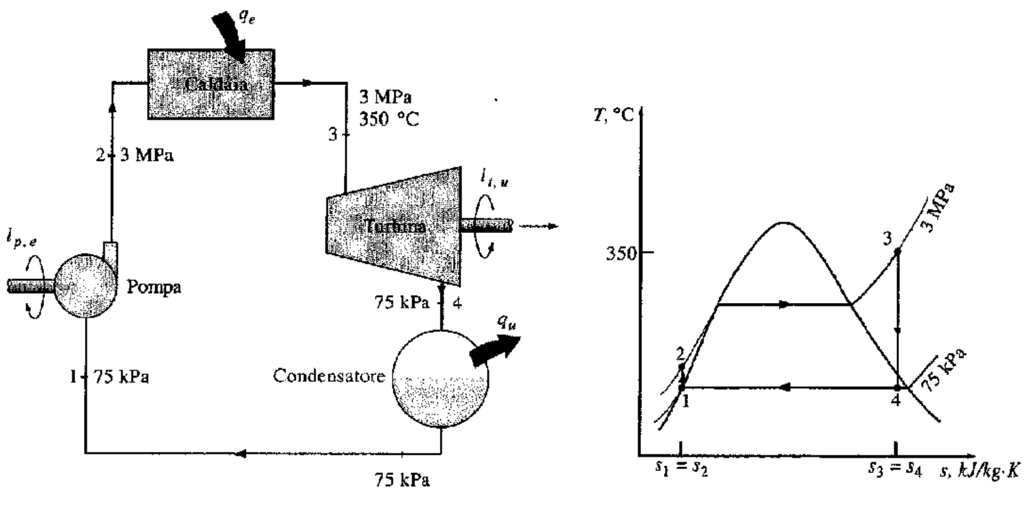


FIGURA 9.49
Schema dell'impianto nell'Esempio 9.8 e ciclo termodinamico sul diagramma *T-s*.

$$h_4 = h_l + x_4 h_{lv} = 384.39 + 0.886 \times 2278.6 = 2403.2 \text{ kJ/kg}$$

Per cui:

$$q_e = h_3 - h_2 = 3115.3 - 387.42 = 2727.88 \text{ kJ/kg}$$
$$q_u = h_4 - h_1 = 2403.2 - 384.39 = 2018.81 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{q_u}{q_e} = 1 - \frac{2018.81}{2727.88} = 0.26 = 26.0\%$$

Il rendimento termico può essere determinato anche per altra via:

$$l_{t,u} = h_3 - h_4 = 3115.3 - 2403.2 = 712.1 \text{ kJ/kg}$$
$$l_n = l_{t,u} - l_{p,e} = 712.1 - 3.03 = 709.07 \text{ kJ/kg}$$
$$l_n = q_e - q_u = 2727.88 - 2018.81 = 709.07 \text{ kJ/kg}$$
$$\eta_t = \frac{l_n}{q_e} = \frac{709.07}{2727.88} = 0.26 = 26.0\%$$

Pertanto in questo ciclo diretto, solo il 26% del calore fornito in caldaia al fluido evolvente viene convertito in lavoro netto. Un impianto motore reale funzionante tra gli stessi limiti di temperatura e di pressione avrà un rendimento termico ancora più basso a causa delle irreversibilità come l'attrito.

Si osservi che in questo impianto motore il rapporto tra il lavoro di compressione e il lavoro fornito dalla turbina (l_e/l_u) risulta 0.004, cioè solo lo 0,4% del lavoro fornito dalla turbina viene utilizzato per far funzionare la pompa. Valori così bassi di tale rapporto, solitamente inferiori all'1%, sono caratteristici dei cicli diretti a vapore a differenza dei cicli diretti a gas che, tipicamente, hanno valori del suddetto rapporto molto elevati (40%-80%).

È interessante osservare, inoltre, che il rendimento termico di un ciclo di Carnot funzionante tra gli stessi limiti di temperatura risulta:

$$\eta_{t,\text{Carnot}} = 1 - \frac{T_{\min}}{T_{\max}} = 1 - \frac{91.78 + 273}{350 + 273} = 0.414$$

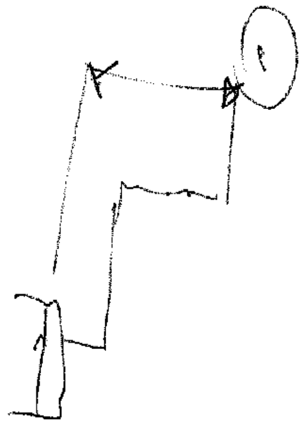
La differenza tra i valori dei due rendimenti è dovuta alle notevoli differenze di temperatura esistenti tra il vapor d'acqua e i gas combusti durante il processo di somministrazione del calore nel ciclo Rankine.

9.11.2 Metodi per aumentare il rendimento termico del ciclo Rankine

La maggior parte dell'energia elettrica consumata in tutto il mondo viene prodotta con impianti motori a vapore, per cui anche un piccolo aumento del rendimento termico può comportare un notevole risparmio dei consumi di combustibile. Per questo motivo, si cerca in tutti i modi di migliorare il rendimento del ciclo con cui funzionano tali impianti.

Fondamentalmente l'idea che è alla base di tutti i metodi attuati per migliorare il di laminazione con una turbina non trova applicazione pratica perché i benefici ottenuti non giustificano i costi aggiuntivi e la maggiore complessità.

Tutti e quattro i componenti in cui si realizza il ciclo inverso a compressione di vapore sono a flusso stazionario, perciò tutte e quattro le trasformazioni che costituiscono il ciclo devono essere analizzate come processi di sistemi aperti a flusso stazionario. Poiché le variazioni di energia cinetica e di energia potenziale del refrigerante sono, di solito, trascurabili rispetto alle quantità di calore e lavoro scambiate, l'equazione dell'energia per sistemi aperti a flusso stazionario, riferita all'unità di massa, si riduce all'espressione:



$$q - l = \Delta h \tag{9.51}$$

Tenendo presente che il condensatore e l'evaporatore non sono soggetti a scambi di lavoro e che il compressore può essere considerato adiabatico, i coefficienti di prestazione degli impianti frigoriferi e delle pompe di calore funzionanti con il ciclo inverso a compressione di vapore sono espressi dalle relazioni:

$$COP_{\mathrm{F}} = \frac{q_i}{l_{n,e}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \tag{9.52}$$

$$COP_{\mathrm{PdC}} = \frac{q_s}{l_{n,e}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \tag{9.53}$$

dove, nel caso ideale, $h_1 = h_{v\,a\,p1}$ e $h_1 = h_{l\,a\,p3}$.

La refrigerazione a compressione di vapore fu introdotta nel 1834, quando l'inglese Jacob Perkins ottenne il brevetto per una macchina del ghiaccio a circuito chiuso che utilizzava come refrigerante etere o altri fluidi molto volatili. Di questa macchina fu realizzato anche un modello funzionante, ma essa non fu mai prodotta commercialmente. Nel 1850, Alexander Twinning iniziò la progettazione e la costruzione di macchine del ghiaccio a compressione di vapore che utilizzavano l'etere etilico come refrigerante. Inizialmente, gli impianti a compressione di vapore erano ingombranti e venivano utilizzati principalmente per produzione di ghiaccio, per la preparazione della birra e per la conservazione a bassa temperatura. Inoltre, mancavano di controlli automatici ed erano mossi da motori a vapore; però, già nel 1890 macchine più piccole, mosse da motori elettrici e munite di controllo automatico, iniziarono a sostituire gli impianti più vecchi, e i sistemi di refrigerazione cominciarono ad apparire nei negozi di macelleria e nelle abitazioni. Dal 1930, i continui miglioramenti hanno reso possibile avere sistemi di refrigerazione a compressione di vapore relativamente efficienti, affidabili, di piccole dimensioni e poco costosi.

ESEMPIO 9.14

Il *COP* di una macchina frigorifera

Un frigorifero utilizza il refrigerante R-134a come fluido evolvente e funziona con un ciclo inverso a compressione di vapore ideale tra le pressioni di 0.14 MPa e 0.8 MPa. Se la portata del refrigerante è 0.05 kg/s, determinare (*a*) la potenza termica sottratta all'ambiente refrigerato e la potenza richiesta dal compressore; (*b*) la potenza termica ceduta all'ambiente che si considera come pozzo termico; (*c*) il *COP* del frigorifero.

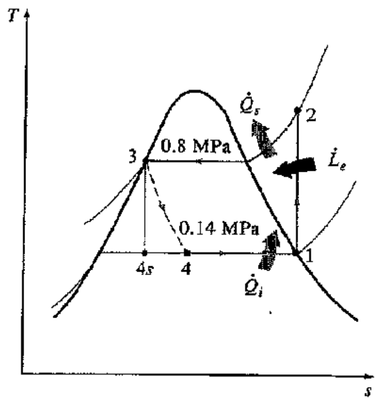


FIGURA 9.73
Il ciclo inverso a compressione di vapore ideale dell'Esempio 9.14 sul diagramma *T-s*.

Soluzione

Il ciclo frigorifero è mostrato nella ***Figura 9.73*** su un diagramma *T-s*. In un ciclo inverso a compressione di vapore ideale, la trasformazione di compressione è isoentropica e il refrigerante entra nel compressore come vapore saturo alla pressione dell'evaporatore. Inoltre, il refrigerante esce dal condensatore come liquido saturo alla pressione del condensatore.

Utilizzando le tabelle del refrigerante R-134a, le entalpie nei quattro punti del ciclo possono essere determinate come di seguito:

Stato 1:
$$\left.\begin{array}{l} p_1 = 0{,}14 \text{ kPa} \\ \text{vapore saturo} \end{array}\right\} \begin{array}{l} h_1 = h_{v \text{ a } 0.14 \text{ MPa}} 236.04 \text{ kJ/kg} \\ s_1 = s_{v \text{ a } 0.14 \text{ MPa}} 0.9322 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)} \end{array}$$

Stato 2:
$$\left.\begin{array}{l} p_2 = 0{,}8 \text{ MPa} \\ s_2 = s_1 \end{array}\right\} h_2 = 272.05 \text{ kJ/kg}$$

Stato 3:
$$\left.\begin{array}{l} p_3 = 0{,}8 \text{ MPa} \\ \text{liquido saturo} \end{array}\right\} h_3 = h_{l \text{ a } 0.8 \text{ MPa}} = 93.42 \text{ kJ/kg}$$

isoentalpica

Stato 4:
$$h_4 \cong h_3 = 93.42 \text{ kJ/kg} \quad \text{(laminazione)}$$

(a) La potenza termica sottratta all'ambiente refrigerato e la potenza richiesta dal compressore sono:

$$\dot{Q}_i = \dot{m}\,(h_1 - h_4) = 0.05 \times (236.04 - 93.42) = 7.13 \text{ kW}$$

$$\dot{L}_e = \dot{m}\,(h_2 - h_1) = 0.05 \times (272.05 - 236.04) = 1.80 \text{ kW}$$

(b) La potenza termica ceduta dal refrigerante all'ambiente che si considera come pozzo termico vale:

$$\dot{Q}_s = \dot{m}\,(h_2 - h_3) = 0.05 \times (272.05 - 93.42) = 8.93 \text{ kW}$$

Essa potrebbe essere determinata anche con la relazione:

$$\dot{Q}_s = \dot{Q}_i + \dot{L}_e = 7.13 + 1.80 = 8.93 \text{ kW}$$

(c) Il coefficiente di prestazione del frigorifero è determinato in base alla sua definizione:

$$COP_F = \frac{\dot{Q}_i}{\dot{L}_e} = \frac{7.13}{1.80} = 4.0$$

Ciò significa che il frigorifero sottrae all'ambiente refrigerato 4 unità di energia termica per ogni unità di energia meccanica consumata.

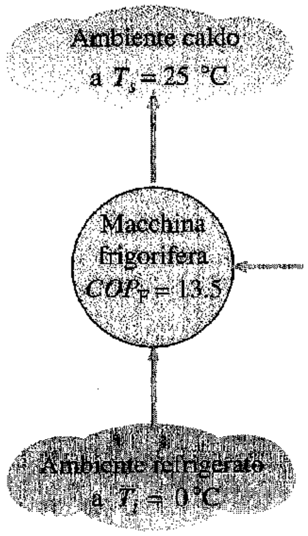


FIGURA 7.52
Schema per l'Esempio 7.6.

ESEMPIO 7.6
Un'affermazione discutibile su un frigorifero

Un inventore sostiene di aver realizzato un frigorifero che mantiene la temperatura della cella a 0°C, installato in un ambiente alla temperatura di 25°C, con un COP_F di 13.5. Si verifichi questa affermazione.

Soluzione
La prestazione di questo frigorifero (***Figura 7.52***) può essere valutata confrontandola con quella di una macchina frigorifera di Carnot (o anche con quella di una qualsiasi altra macchina frigorifera reversibile) che opera tra le stesse temperature:

$$COP_{F,\,max} = COP_{F,\,rev} = \frac{1}{T_s/T_i - 1} = \frac{1}{298/273-1} = 10.9$$

Considerazioni
Questo rappresenta il più alto COP_F che una macchina frigorifera può avere tra queste due temperature. Dal momento che il valore del COP_F indicato dall'inventore è superiore a questo valore, la sua affermazione è *falsa*.

ESEMPIO 7.7
Il riscaldamento di una casa con una pompa di calore di Carnot

Si intende usare una pompa di calore durante l'inverno per riscaldare una casa (***Figura 7.53***). Se per mantenere la temperatura della casa a 20°C, con una temperatura esterna di −5°C, occorre fornire una potenza termica di 37.5 kW, si determini la minima potenza meccanica richiesta dalla pompa di calore per soddisfare questo fabbisogno di energia termica.

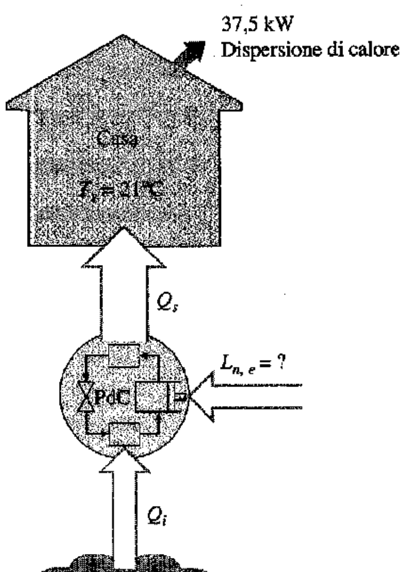


FIGURA 7.53
Schema per l'Esempio 7.7.

Soluzione
Per mantenere una casa alla temperatura di 20°C, la pompa di calore deve fornire tanta energia termica quanto ne perde la casa, cioè 37.5 kW. La potenza richiesta sarà quella minima se si pensa di utilizzare una pompa di calore reversibile. Il COP_{PdC} di una pompa di calore reversibile che operi tra le temperature indicate (T_s = 21 + 273 = 294 K e T_i = −5 + 273 = 268 K) è (***Equazione 7.23***):

$$COP_{PdC,\,rev} = \frac{1}{1-T_i/T_s} = \frac{1}{1-(268/294)} = 11.3$$

La potenza meccanica della pompa di calore reversibile, dalla definizione di COP_{PdC} (***Equazione 7.12***), è:

$$\dot{L}_{n,e} = \frac{\dot{Q}_s}{COP_{PdC}} = \frac{37.5}{11.3} = 3.32\ \text{kW}$$

Considerazioni
La pompa di calore può soddisfare il fabbisogno termico della casa assorbendo una potenza meccanica di soli 3.32 kW, che si può ritenere con buona appros-

simazione pari alla potenza elettrica assorbita. Se per il riscaldamento di questa casa si fosse pensato a una semplice stufa elettrica, il consumo di energia sarebbe stato di 11.3 volte superiore perché una stufa elettrica assorbe potenza elettrica trasformandola in potenza termica con un rapporto unitario. Si noti che con una pompa di calore l'energia termica viene assorbita dall'esterno e trasferita all'interno attraverso un ciclo inverso: la pompa di calore non crea energia, ma semplicemente la trasporta da una sorgente (ambiente esterno freddo) a un pozzo (ambiente interno caldo).

Considerazioni

Questo risultato non deve sorprendere, dal momento che la densità del metano liquido varia da 425.8 a 415.2 kg/m^3 (3% circa), rendendo opinabile l'ipotesi di sostanza incomprimibile. Tale approssimazione consente comunque di ottenere risultati ragionevolmente precisi con minore sforzo ed è molto utile in assenza di dati sul liquido compresso.

TABELLA 8.1
Proprietà del metano liquido

Temp., T, K	Pressione p, MPa	Densità ρ, kg/m3,	Entalpia h, kJ/kg	Entropia s, kJ/(kg·K)	Calore specifico c_p, kJ/(kg · K)
110	0.5	425.3	208.3	4.878	3.476
	1.0	425.8	209.0	4.875	3.471
	2.0	426.6	210.5	4.867	3.460
	5.0	429.1	215.0	4.844	3.432
120	0.5	410.4	243.4	5.185	3.551
	1.0	411.0	244.1	5.180	3.543
	2.0	412.0	245.4	5.171	3.528
	5.0	415.2	249.6	5.145	3.486

ESEMPIO 8.8

Il vantaggio economico nel sostituire una valvola con una turbina

Un complesso manifatturiero criogenico utilizza una portata di 0.280 m^3/s di metano liquido a 115 K e 5 MPa. Un processo richiede di diminuire la pressione del metano a 1 MPa e ciò viene ottenuto laminando il metano per perdita di carico attraverso una valvola. Un ingegnere assunto da poco propone di sostituire la valvola di laminazione con una turbina per produrre potenza mentre si espande il metano fino a 1 MPa. Utilizzando i dati nella ***Tabella 8.1***, si determini la massima potenza che si può produrre con tale turbina. Si calcoli anche quanto l'azienda risparmierà ogni anno sui costi dell'elettricità se la turbina opera continuamente (8760 h/anno) e sapendo che lo stabilimento paga 0.075 €/kWh per l'elettricità.

Soluzione

Una certa portata di metano liquido viene fatto espandere in una turbina fino a una determinata pressione. Si deve determinare la massima potenza che può produrre la turbina e il risparmio annuale di denaro.

Ipotesi

1. Il processo è a flusso stazionario in quanto non ci sono variazioni nel tempo o con la posizione e quindi $\Delta m_{vc} = 0$, $\Delta E_{vc} = 0$ e $\Delta S_{vc} = 0$.
2. Non c'è scambio di calore perché la turbina è adiabatica.
3. La trasformazione è reversibile.
4. L'energia cinetica e potenziale sono trascurabili.

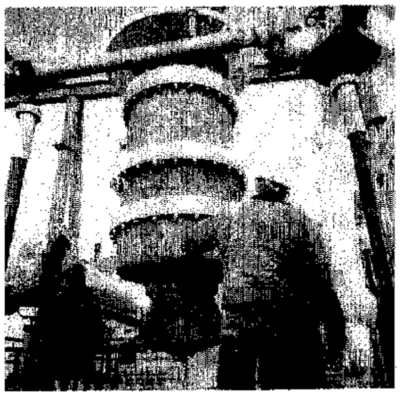


FIGURA 8.29
Una turbina a gas naturale liquefatto (GNL) da 1.0 MW con un rotore di 95 cm di diametro mentre viene installata in una struttura per i test criogenici.

Su concessione di Ebara International Corporation, Cryodynamics Division, Sparks, Nevada.

Analisi

Il *sistema* è costituito dalla turbina (***Figura 8.29***). Si tratta di un *volume di controllo*

dal momento che la massa attraversa il contorno del sistema durante il processo. Si noti che essendoci solo un ingresso e un'uscita, si ha $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$.
Le ipotesi precedenti sono ragionevoli poiché le turbine sono solitamente ben isolate e non comportano irreversibilità ciò per ottenere le migliori prestazioni e, di conseguenza, la *massima* produzione di potenza. Si può quindi affermare che la trasformazione che il metano subisce attraverso la turbina è *adiabatica reversibile* o *isoentropica*. Si ha allora $s_2 = s_1$ e

$$\textit{Stato 1:} \quad \left.\begin{array}{l} p_1 = 5 \text{ MPa} \\ T_1 = 115 \text{ K} \end{array}\right\} \quad \begin{array}{l} h_1 = 232.3 \text{ kJ/kg} \\ s_1 = 4.9945 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} \\ \rho_1 = 422.15 \text{ kg/m}^3 \end{array}$$

$$\textit{Stato 2:} \quad \left.\begin{array}{l} p_2 = 1 \text{ MPa} \\ s_2 = s_1 \end{array}\right\} \quad h_2 = 222.8 \text{ kJ/kg}$$

La portata massica di metano risulta pertanto

$$\dot{m} = \rho_1 \dot{V}_1 = 422.15 \times 0.280 = 118.2 \text{ kg/s}$$

La potenza uscente può essere determinata dal bilancio di energia nell'unità di tempo

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrata}} - \dot{E}_{\text{uscita}}}_{\substack{\text{Potenza netta scambiata} \\ \text{sotto forma di calore,} \\ \text{lavoro e massa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt^{\to 0\ (\textit{stazionario})}}_{\substack{\text{Variazione dell'energia} \\ \text{interna, cinetica,} \\ \text{potenziale ecc.}}} = 0$$

$$\dot{E}_{\text{entrata}} = \dot{E}_{\text{uscita}}$$

$$\dot{m}h_1 = \dot{L}_u + \dot{m}h_2 \quad (\textit{poiché } \dot{Q} = 0,\ e_c \cong e_p \cong 0)$$

$$\begin{aligned} \dot{L}_u &= \dot{m}(h_1 - h_2) \\ &= 118.2 \times (232.2 - 222.8) \\ &= 1123 \text{ kW} \end{aligned}$$

Considerando il funzionamento continuo ($365 \times 24 = 8760$ h), l'energia prodotta annualmente è

$$\begin{aligned} \text{Energia prodotta annualmente} &= \dot{L}_u \times \Delta t = 1123 \times 8760 \\ &= 0.9837 \times 10^7 \text{ kWh/anno} \end{aligned}$$

A 0.075 €/kWh, il denaro risparmiato dall'azienda con l'installazione della turbina è pari a

$$\begin{aligned} \text{Risparmio annuo} &= \text{(Energia prodotta annualmente) (Costo unitario dell'energia)} \\ &= 0.9837 \times 10^7)\ (0.075) \\ &= 737\ 800 \text{ €/anno} \end{aligned}$$

Concludendo, la turbina può far risparmiare allo stabilimento € 737 800 all'anno, grazie al fatto che sfrutta l'energia potenzialmente disponibile, che viene invece sprecata dalla valvola di laminazione, e l'ingegnere che ha fatto quest'osservazione dovrebbe essere premiato.

Considerazioni
Questo esempio mostra l'importanza della proprietà entropia, che consente di quantificare il lavoro potenzialmente disponibile che viene sprecato. Nella realtà, la turbina non sarà isoentropica e quindi la potenza prodotta sarà inferiore: l'analisi precedente fornisce il limite superiore. Un turboalternatore reale è in grado di utilizzare circa l'80% dell'energia potenziale e produrrebbe oltre 900 kW di potenza facendo risparmiare allo stabilimento più di € 600 000 all'anno.
Si può anche dimostrare che la temperatura del metano scende a 113.9 K (una differenza di 1.1 K) durante l'espansione isoentropica nella turbina, mentre rimarrebbe costante a 115 K se il metano fosse una sostanza incomprimibile. La temperatura del metano salirebbe invece a 116.6 K (un aumento di 1.6 K) durante il processo di laminazione.

8.9 La variazione di entropia dei gas perfetti

Dalle ***Equazioni* 8.25** e **8.26** e dall'equazione di stato dei gas perfetti si può ottenere un'espressione per la variazione di entropia di un gas perfetto (***Figura* 8.30**). Infatti, sostituendo $du = c_v dT$ e $p = RT/v$ nell'***Equazione* 8.25**, la variazione infinitesima di entropia del gas perfetto è data dalla relazione:

$$ds = c_v \frac{dT}{T} + R\frac{dv}{v} \qquad (8.30)$$

La variazione di entropia si ottiene, poi, integrando questa relazione tra gli stati iniziale e finale:

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 c_v(T)\frac{dT}{T} + R \ln\frac{v_2}{v_1} \qquad (8.31)$$

Analogamente sostituendo $dh = c_v dT$ e $v = RT/p$ nell'***Equazione* 6.26** e integrando si ha la relazione:

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 c_p(T)\frac{dT}{T} - R \ln\frac{p_2}{p_1} \qquad (8.32)$$

Poiché il calore specifico dei gas perfetti, a eccezione di quello dei gas monoatomici, dipende dalla temperatura, gli integrali nelle ***Equazioni* 8.31** e **8.32** non possono essere calcolati senza conoscere la dipendenza di c_v e di c_p da T. Tuttavia, poiché l'integrazione potrebbe non essere facile, si preferisce o assumere il calore specifico costante al variare della temperatura oppure calcolare l'integrale una volta per tutte e tabularne i risultati. Entrambi gli approcci vengono analizzati nel seguito.

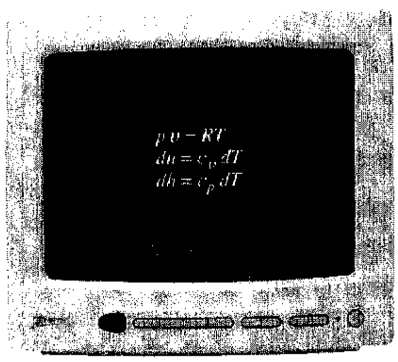


FIGURA 8.30
Una trasmissione del canale GI.

quello ideale. Tale parametro è il *rendimento isoentropico* o *adiabatico*, che è una misura della deviazione del processo reale rispetto a quello idealizzato.
I rendimenti isoentropici sono definiti in maniera diversa per i vari dispositivi in quanto ciascuno di essi è costruito per soddisfare esigenze diverse. Nel seguito vengono definiti i rendimenti isoentropici per le turbine, i compressori e le valvole, confrontando le prestazioni reali di tali dispositivi con quelle che si otterrebbero in condizioni isoentropiche per le stesse pressioni di ingresso e uscita.

8.12.1 Il rendimento isoentropico delle turbine

In una turbina che operi in condizioni stazionarie, le pressioni di entrata e di uscita sono fissate. La trasformazione ideale per una turbina adiabatica è quindi una trasformazione isoentropica tra le stesse pressioni. L'uscita desiderata di una turbina è il lavoro che essa produce e il **rendimento isoentropico di una turbina** è perciò definito come *il rapporto tra il lavoro reale in uscita dalla turbina rispetto al lavoro che si otterrebbe se la trasformazione tra le stesse pressioni di ingresso e di uscita fosse isoentropica*:

$$\eta_T = \frac{\text{Lavoro reale della turbina}}{\text{Lavoro isoentropico della turbina}} = \frac{l_r}{l_s} \tag{8.60}$$

Normalmente le variazioni di energia cinetica e potenziale associate alla portata di fluido che fluisce attraverso la turbina sono piccole rispetto alle variazione dell'entalpia e si possono trascurare. Il lavoro in uscita da una turbina adiabatica è allora semplicemente dato dalla variazione di entalpia e quindi l'***Equazione 8.60*** diviene:

$$\eta_T \cong \frac{h_1 - h_{2r}}{h_1 - h_{2s}} \tag{8.61}$$

dove h_{2r} e h_{2s} sono i valori dell'entalpia allo stato di uscita per le trasformazioni reale e isoentropica rispettivamente (***Figura 8.48***).
Il valore di η_T dipende fortemente da come sono stati progettati i singoli componenti della turbina. Se ben progettate, le grandi turbine possono avere dei rendimenti dell'ordine del 90%, ma il rendimento cala al 70% per le piccole turbine. Il valore del rendimento isoentropico di una turbina può essere determinato misurando il lavoro reale uscente e calcolando il lavoro isoentropico tra le pressioni misurate in ingresso e in uscita. Tale valore può poi essere opportunamente utilizzato nella progettazione delle centrali elettriche.

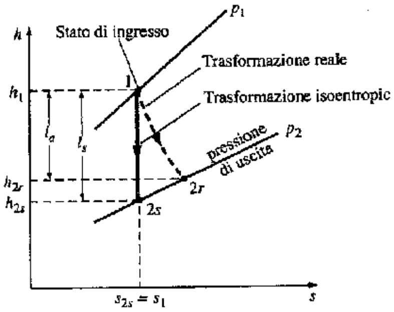


FIGURA 8.48
Il diagramma *h-s* per le trasformazioni reale e isoentropica di una turbina adiabatica.

ESEMPIO 8.14

Il rendimento isoentropico di una turbina a vapore

Del vapore entra in una turbina adiabatica in modo stazionario a 3 MPa e 400°C ed esce a 50 kPa e 100°C. Se la potenza in uscita dalla turbina è 2 MW, si determini (*a*) il rendimento isoentropico della turbina e (*b*) la portata massica del vapore che fluisce attraverso di essa.

Soluzione

Del vapore fluisce in modo stazionario attraverso una turbina. Per una certa potenza in uscita, si devono determinare il rendimento isoentropico e la portata massica del vapore.

Ipotesi

1. Il sistema opera in condizioni stazionarie.
2. Le variazioni di energia cinetica e potenziale sono trascurabili.

Analisi

Uno schema del sistema e il diagramma *T-s* della trasformazione sono riportati nella ***Figura 8.49***.

(a) Le entalpie nei vari stati sono:

$$\textit{Stato 1:}\quad \left.\begin{array}{l} p_1 = 3\ \text{MPa} \\ T_1 = 400°\text{C} \end{array}\right\} \quad \begin{array}{l} h_1 = 3231.7\ \text{kJ/kg} \\ s_1 = 6.9235\ \text{kJ/(kg}\cdot\text{K)} \end{array} \qquad \textbf{(Tabella A.6)}$$

$$\textit{Stato 2r:}\quad \left.\begin{array}{l} p_{2r} = 50\ \text{kPa} \\ T_{2r} = 100°\text{C} \end{array}\right\} \quad h_{2r} = 2682.4\ \text{kJ/kg} \qquad \textbf{(Tabella A.6)}$$

L'entalpia h_{2r} del vapore in uscita per la trasformazione isoentropica si ricava imponendo che l'entropia del vapore rimanga costante ($s_{2s} = s_1$):

$$\textit{Stato 2s:}\quad \begin{array}{l} p_{2s} = 50\ \text{kPa} \\ s_{2s} = s_1 \end{array} \quad \longrightarrow \quad \begin{array}{l} s_l = 1.0912\ \text{kJ/(kg}\cdot\text{K)} \\ s_v = 7.5931\ \text{kJ/(kg}\cdot\text{K)} \end{array} \qquad \textbf{(Tabella A.5)}$$

Ovviamente alla fine della trasformazione isoentropica il vapore è in condizioni di miscela satura essendo $s_l < s_{2s} < s_v$. È perciò necessario trovare il titolo del vapore allo stato 2*s*:

$$x_{2s} = \frac{s_{2s} - s_l}{s_{lv}} = \frac{6.9235 - 1.0912}{6.5019} = 0.897$$

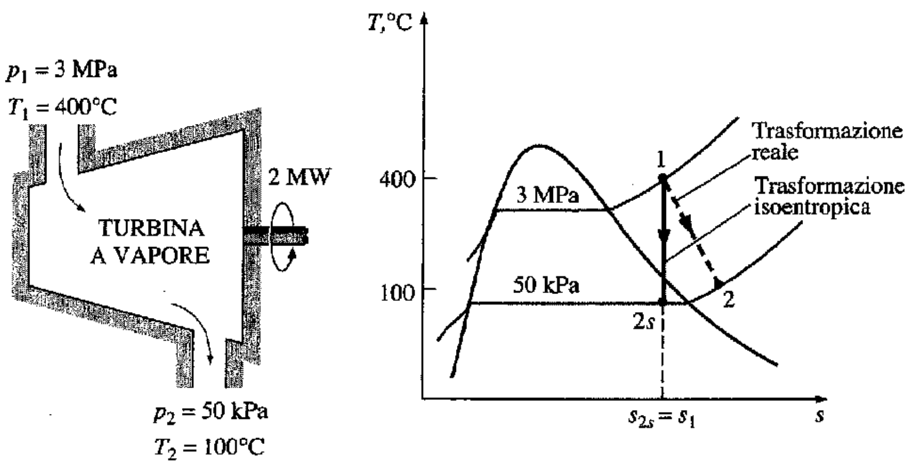


FIGURA 8.49
Schema e diagramma *T-s* per l'Esempio 8.14.

e

$$h_{2s} = h_l + x_{2s}h_{lv} = 340.54 + 0.897\ (2304.7) = 2407.9 \text{ kJ/kg}$$

Sostituendo questi valori di entalpia nell'*Equazione 8.61*, il rendimento isoentropico della turbina è dato da

$$\eta_T \cong \frac{h_1 - h_{2r}}{h_1 - h_{2s}} = \frac{3231.7 - 2682.4}{3231.7 - 2407.9} = 0.667 \text{ oppure } 66.7\%$$

(b) La portata massica del vapore attraverso la turbina si determina dal bilancio energetico per sistemi a flusso stazionario:

$$\dot{E}_e = \dot{E}_u$$
$$\dot{m}h_1 = \dot{L}_{r,u} + \dot{m}h_{2r}$$
$$\dot{L}_{r,u} = \dot{m}(h_1 - h_{2r})$$
$$2 \times 1000 = \dot{m}(3231.7 - 2682.4)$$
$$\dot{m} = 3.64 \text{ kg/s}$$

8.12.2 Il rendimento isoentropico di compressori e pompe

Il **rendimento isoentropico di un compressore** è definito come *il rapporto tra il lavoro in ingresso richiesto per incrementare la pressione di un gas fino a un certo valore in maniera isoentropica e il lavoro reale in ingresso*:

$$\eta_C = \frac{\text{Lavoro isoentropico del compressore}}{\text{Lavoro reale del compressore}} = \frac{l_s}{l_r} \qquad \textbf{(8.62)}$$

Si noti che il rendimento isoentropico del compressore è definito con *il lavoro isoentropico in ingresso al numeratore*, invece che al denominatore. Ciò accade perché l_s è una quantità inferiore a l_r e questa definizione impedisce che si possa avere un rendimento η_C maggiore del 100%, che implicherebbe, erroneamente, che il compressore reale abbia prestazioni migliori di quello ideale. Si osservi anche che le condizioni in ingresso e la pressione di uscita del gas sono le stesse per entrambi i compressori, reale e isoentropico. Quando le variazioni di energia cinetica e potenziale del gas che viene compresso sono trascurabili, il lavoro entrante in un compressore adiabatico diviene uguale alla variazione di entalpia e l'*Equazione 8.62* in questo caso diventa

$$\eta_C \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2r} - h_1} \qquad \textbf{(8.63)}$$

dove h_{2r} e h_{2s} sono i valori dell'entalpia allo stato di uscita per il compressore reale e isoentropico, rispettivamente, come mostrato nella *Figura 8.50*. Inoltre il valore

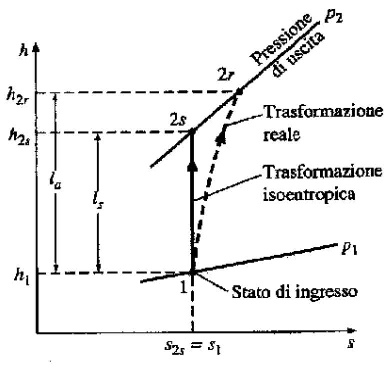


FIGURA 8.50
Diagramma *h-s* per la trasformazione reale e isoentropica di un compressore adiabatico.

di η_C dipende fortemente dalla progettazione del compressore: compressori ben ideati hanno rendimenti isoentropici compresi tra 80% e 90%.
Quando le variazioni di energia potenziale e cinetica di un liquido sono trascurabili, il rendimento isoentropico di una pompa è definito in maniera analoga come

$$\eta_P = \frac{l_s}{l_r} = \frac{v(p_2 - p_1)}{h_{2r} - h_1} \tag{8.64}$$

Quando non si opera alcun raffreddamento del gas mentre viene compresso, la trasformazione di compressione reale è quasi adiabatica, mentre la trasformazione reversibile adiabatica (cioè isoentropica) funge da trasformazione ideale. D'altra parte, a volte i compressori *vengono intenzionalmente raffreddati* utilizzando alette o una camicia di acqua attorno all'involucro, allo scopo di ridurre il lavoro entrante richiesto (*Figura 8.51*). In questo caso, il processo isoentropico non è adatto come modello perché il dispositivo non è più adiabatico e il rendimento isoentropico di compressione appena definito perde significato. Un modello realistico per compressori che vengono raffreddati durante la compressione è la *trasformazione isoterma reversibile*. Si può allora convenientemente definire, per questi casi, un **rendimento isotermo** confrontando il processo reale con uno isotermo:

$$\eta_C = \frac{l_t}{l_r} \tag{8.65}$$

dove l_t e l_r sono i lavori necessari in ingresso al compressore nel caso reversibile isotermo e nel caso reale, rispettivamente.

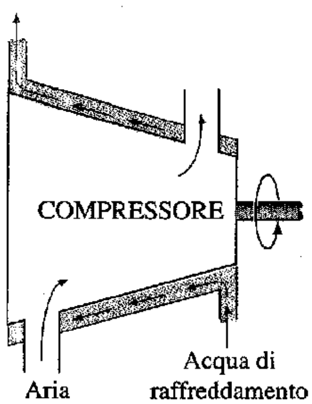


FIGURA 8.51
Spesso i compressori vengono intenzionalmente raffreddati per minimizzare il lavoro in entrata.

ESEMPIO 8.15
L'effetto del rendimento sulla potenza in ingresso al compressore

Una portata stazionaria di 0.2 kg/s di aria viene compressa da un compressore adiabatico da 100 kPa e 12°C alla pressione di 800 kPa. Sapendo che il rendimento isoentropico del compressore è l'80%, si determinino (*a*) la temperatura di uscita dell'aria e (*b*) la potenza necessaria all'ingresso del compressore.

Soluzione
Una portata d'aria nota è compressa fino a una certa pressione. Dato il rendimento isoentropico, si devono calcolare la temperatura di uscita e la potenza in ingresso.

Ipotesi
1. Il sistema opera in condizioni stazionarie.
2. L'aria è un gas ideale.
3. Le variazioni di energia potenziale e cinetica sono trascurabili.

Analisi
Uno schema del sistema e il diagramma *T-s* della trasformazione sono riportati in *Figura 8.52*.

(*a*) Si conosce solo una proprietà (la pressione) all'uscita ed è perciò necessario ricavarne un'altra perché sia noto lo stato finale e si possa calcolare la

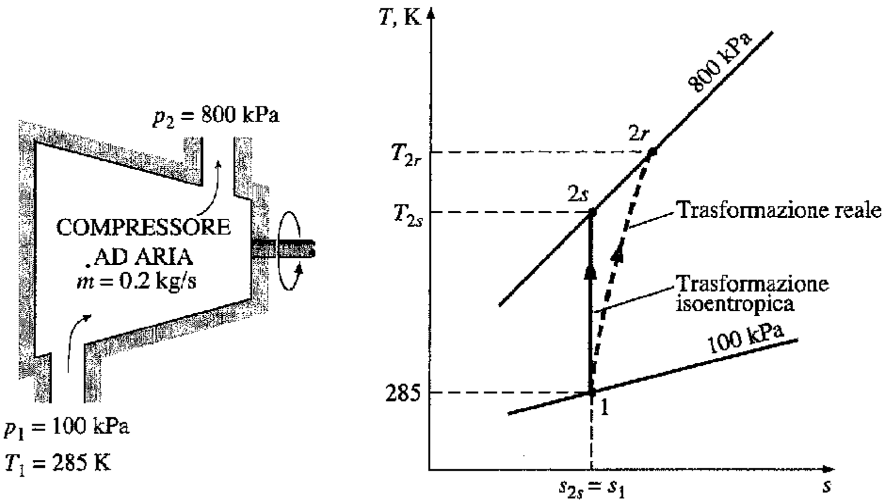


FIGURA 8.52
Schema e diagramma *T-s* per l'Esempio 8.15.

corrispondente temperatura. In questo caso la seconda proprietà, che è h_{2s}, può essere determinata con uno sforzo minimo essendo noto il rendimento isoentropico del compressore. All'ingresso del compressore,

$$T_1 = 285 \text{ K} \;\rightarrow\; h_1 = 285.14 \text{ kJ/kg} \qquad (p_{r1} = 1.1584) \qquad \textbf{(Tabella A.21)}$$

L'entalpia dell'aria alla fine della compressione isoentropica si determina invece utilizzando una delle relazioni isoentropiche per i gas ideali

$$p_{r2} = p_{r1}\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = 1.1584\left(\frac{800}{100}\right) = 9.2672$$

e

$$p_{r2} = 9.2672 \;\rightarrow\; h_{2s} = 517.05 \text{ kJ/kg}$$

Sostituendo le quantità note nella relazione per il calcolo del rendimento isoentropico, si ottiene

$$\eta_C \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2r} - h_1} \;\rightarrow\; 0.80 = \frac{517.05 - 285.14}{h_{2r} - 285.14}$$

da cui

$$h_{2r} = 575.03 \text{ kJ/kg} \;\rightarrow\; T_{2r} = 569.5 \text{ K}$$

(b) La potenza in ingresso richiesta dal compressore si calcola dal bilancio energetico per dispositivi a flusso stazionario,

$$\dot{E}_e = \dot{E}_u$$

$$\dot{m}h_1 + \dot{L}_{r,e} = \dot{m}h_{2r}$$

$$\begin{aligned}\dot{L}_{r,e} &= \dot{m}(h_{2r} - h_1)\\ &= 0.2 \times (575.03 - 285.14)\\ &= 58.0 \text{ kW}\end{aligned}$$

Considerazioni

Si noti che nel determinare la potenza in ingresso al compressore, si è usata h_{2r} al posto di h_{2s} essendo h_{2r} l'entalpia reale dell'aria all'uscita dal compressore. La quantità h_{2s} è invece l'ipotetico valore che l'entalpia avrebbe se il processo fosse isoentropico.

8.12.3 Il rendimento isoentropico delle valvole

Le valvole sono essenzialmente dispositivi adiabatici e vengono utilizzati per accelerare un fluido e quindi la trasformazione isoentropica ne costituisce un modello adatto. Il **rendimento isoentropico di una valvola** è definito come *il rapporto tra la reale energia cinetica del fluido all'uscita dalla valvola e il valore dell'energia cinetica all'uscita da una valvola isoentropica avente le medesime pressioni in ingresso e in uscita*, cioè

$$\eta_V = \frac{\text{Energia cinetica reale all'uscita dalla valvola}}{\text{Energia cinetica isoentropica all'uscita dalla valvola}} = \frac{w_{2r}^2}{w_{2s}^2} \qquad \textbf{(8.66)}$$

si noti che la pressione di uscita è la stessa per entrambi i processi, reale e isoentropico, ma lo stato di uscita è differente. Le valvole non comportano scambi di lavoro e il fluido subisce variazioni di energia potenziale molto piccole o nulle durante il flusso attraverso il dispositivo. Se, oltretutto, la velocità del fluido in ingresso è piccola rispetto a quella in uscita, il bilancio di energia per questo dispositivo a flusso stazionario si riduce a

$$h_1 = h_{2r} + \frac{w_{2r}^2}{2}$$

Il rendimento isoentropico della valvola può quindi essere espresso in termini di entalpia come

$$\eta_V \cong \frac{h_1 - h_{2r}}{h_1 - h_{2s}} \qquad \textbf{(8.67)}$$

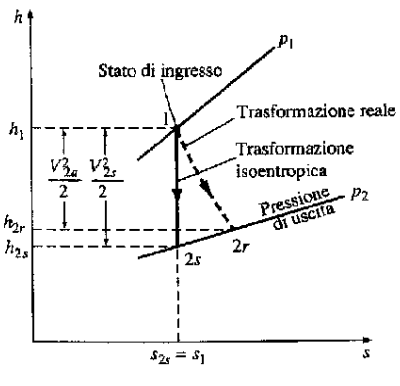


FIGURA 8.53
Diagramma *h-s* per la trasformazione reale e isoentropica di un ugello adiabatico.

dove h_{2r} e h_{2s} sono i valori dell'entalpia all'uscita dalla valvola per il processo reale e isoentropico, rispettivamente (***Figura 8.53***). I rendimenti isoentropici delle valvole sono tipicamente superiori al 90% e non sono rari rendimenti superiori al 95%.

ESEMPIO 8.16

L'effetto del rendimento sulla velocità di uscita delle valvole

Dell'aria a 200 kPa e 950 K entra in una valvola a bassa velocità e viene scaricata a 80 kPa. Sapendo che il rendimento isoentropico della valvola è del 92%, si determinino (*a*) la massima velocità in uscita, (*b*) la temperatura in uscita e (*c*) la reale velocità dell'aria all'uscita. si assumano costanti i calori specifici dell'aria.