

ITI OMAR
Dipartimento di Meccanica

INTRODUZIONE ALLO STUDIO DELLE MACCHINE A FLUIDO

(versione bozza)

2007-08

INTRODUZIONE ALLO STUDIO DELLE MACCHINE A FLUIDO

Macchine a fluido

Si definisce macchina un insieme di organi meccanici ideato per compiere o assorbire lavoro.

Più in particolare si definisce macchina a fluido una macchina in cui lo scambio di energia con le pareti in movimento avviene per mezzo di un fluido.

Una prima classificazione delle macchine può effettuarsi in base al tipo di fluido:

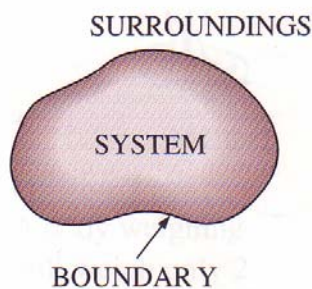
1. *Macchine idrauliche*: il fluido di lavoro è incomprimibile ed i fenomeni termici sono trascurabili (pompe, turbine idrauliche)
2. *Macchine termiche*: il fluido di lavoro è comprimibile e le variazioni di densità legate a fenomeni termici sono estremamente marcate (turbine a vapore e a gas, motori alternativi a combustione interna)

Una seconda classificazione può effettuarsi distinguendo se la macchina riceve o fornisce lavoro:

1. *Macchine motrici*: il fluido trasmette parte della sua energia agli organi mobili della macchina che quindi è in grado di fornire energia meccanica ad un utilizzatore esterno (turbine idrauliche, a vapore e a gas, motori alternativi a combustione interna)
2. *Macchine operatrici*: l'energia meccanica, proveniente dall'esterno, viene utilizzata dalla macchina per compiere lavoro sul fluido (compressori, pompe)

Sistema termodinamico

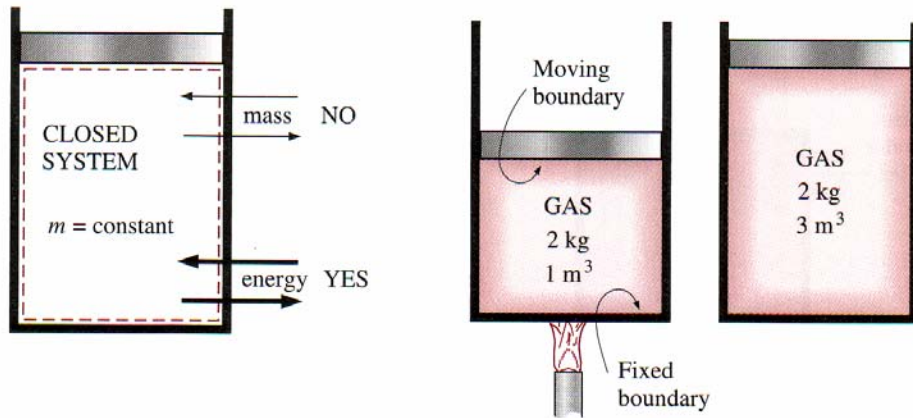
Si definisce sistema termodinamico o semplicemente sistema una quantità di materia o porzione dello spazio oggetto di studio. Il sistema è separato del resto dell'universo, che si chiamerà ambiente esterno, mediante un contorno costituito da una superficie reale o immaginaria, rigida o deformabile.



System, surroundings, and boundary.

I sistemi termodinamici sono suddivisi in:

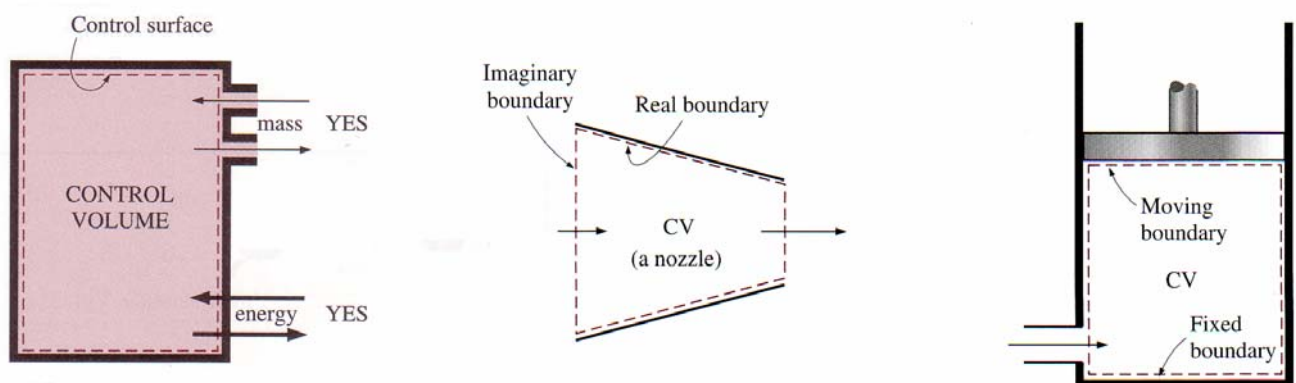
1. *Sistemi chiusi* (o sistemi a controllo di massa): la massa all'interno del sistema si mantiene costante, non ci possono essere flussi di massa attraverso il contorno. Attraverso il contorno invece sia il calore, sia l'energia possono fluire liberamente.



Mass cannot cross the boundaries of a closed system, but energy can.

A closed system with a moving boundary.

2. *Sistemi aperti* (o sistemi a controllo di volume): è una adeguata regione dello spazio che, in genere, racchiude dei dispositivi che utilizzano flussi di massa come compressori, turbine, ugelli....



Both mass and energy can cross the boundaries of a control volume.

(a) A control volume with real and imaginary boundaries

(b) A control volume with fixed and moving boundaries

A control volume may involve fixed, moving, real, and imaginary boundaries.

Proprietà di un sistema

Qualsiasi caratteristica di un sistema è chiamata proprietà (parametro).

Alcune proprietà sono già a noi famigliari: pressione p , temperatura T , velocità c , massa m ; altre un po' meno: viscosità, conducibilità termica, modulo di elasticità....

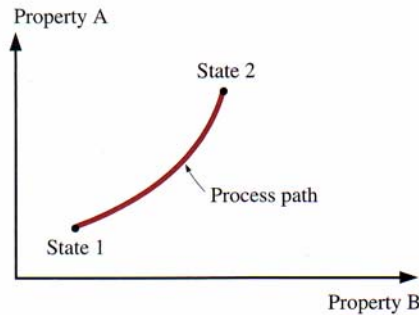
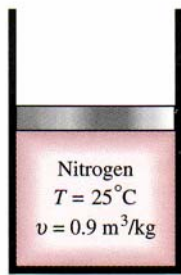
Le proprietà vengono suddivise in:

1. Intensive: indipendenti dalla dimensione del sistema (densità, pressione e temperatura...)
2. Estensive: dipendenti dalla dimensione del sistema (massa, volume, energia totale...)

Stato ed equilibrio di un sistema

Un sistema termodinamico è detto in equilibrio termodinamico quando è in equilibrio termico, meccanico e chimico.

Lo stato locale di un sistema è determinato dai valori delle sue proprietà. In particolare lo stato di un semplice sistema comprimibile è completamente definito da due proprietà intensive e indipendenti.



The state of nitrogen is fixed by two independent, intensive properties.

A process between states 1 and 2 and the process path.

Equazione di stato: relazione matematica che lega le proprietà caratteristiche di un determinato stato di un sistema.

$$f(m, p, v, T) = 0$$

Trasformazione termodinamica: per trasformazione termodinamica si intende quel processo tramite il quale un sistema termodinamico passa da uno stato di equilibrio ad un altro.

Tutte le trasformazioni che considereremo in seguito possono essere classificate come trasformazioni politropiche.

Dicesi trasformazione politropica qualunque trasformazione in cui il calore specifico c rimanga costante.

Calore: forma di energia che si trasferisce tra due corpi, o tra due parti di uno stesso corpo, che si trovano in condizioni termiche diverse. Il calore è *energia in transito*: fluisce sempre dai punti a temperatura maggiore a quelli a temperatura minore, finché non si raggiunge l'equilibrio termico. Il calore si misura in joule

Temperatura: grandezza fisica che esprime lo stato termico di un sistema e che descrive la sua attitudine a scambiare calore con l'ambiente o con altri corpi. Quando due sistemi sono posti a contatto termico, il calore fluisce dal sistema a temperatura maggiore a quello a temperatura minore fino al raggiungimento dell'equilibrio termico, in cui i due sistemi si trovano alla stessa temperatura.

Il concetto di temperatura è associato all'idea di fornire una misura relativa di quanto i corpi risultino freddi o caldi al tatto. I termini temperatura e calore sono quindi correlati ma si riferiscono a concetti diversi: la temperatura è una proprietà di un corpo, il calore è una forma di energia che fluisce da un corpo a un altro per colmare una differenza di temperatura.

Scale di temperatura

Una delle prime scale di temperatura $T(F)$ fu studiata dal fisico tedesco Gabriel Daniel Fahrenheit. Nella scala Fahrenheit, al punto di congelamento (e di fusione) del ghiaccio è attribuito il valore di temperatura di $32\text{ }^\circ\text{F}$, e al punto di ebollizione il valore di $212\text{ }^\circ\text{F}$. Nella scala centigrada $T(C)$, o Celsius, introdotta dall'astronomo svedese Anders Celsius e impiegata nella maggior parte dei paesi, il punto di fusione corrisponde a $0\text{ }^\circ\text{C}$, quello di ebollizione a $100\text{ }^\circ\text{C}$. In ambito scientifico è più diffusa invece la scala assoluta $T(K)$, kelvin, proposta dal matematico e fisico britannico William Thomson Kelvin. In questa scala lo zero assoluto è a $-273.15\text{ }^\circ\text{C}$ (che corrisponde a 0 K) e l'intervallo di temperatura assegnato a un grado è uguale a quello della scala centigrada. La scala Rankine, usata soprattutto nei paesi anglosassoni, pone lo zero assoluto a $-459.67\text{ }^\circ\text{F}$, che corrisponde a $0\text{ }^\circ\text{R}$, e il punto di congelamento a $491.67\text{ }^\circ\text{R}$.

Per passare da $T(F)$ a $T(C)$ si usa la seguente relazione:

$$T(C) = \frac{5}{9}(T(F) - 32) \quad T(K) = T(C) + 273.15 \quad T(R) = T(F) - 459.67$$

Fase di un sistema: la materia può essere presente in natura in diverse fasi, caratterizzate da uniforme composizione chimica e proprietà fisiche (densità, struttura cristallina, indice di rifrazione, ...). Gli esempi più familiari di stati della materia sono costituiti dagli stati solido, liquido e gassoso.

In un sistema eterogeneo lo stato di equilibrio è prevedibile con la regola delle fasi, enunciata dal chimico fisico americano Josiah Willard Gibbs (1839-1903) in base a considerazioni termodinamiche:

$$fd = c - n - f$$

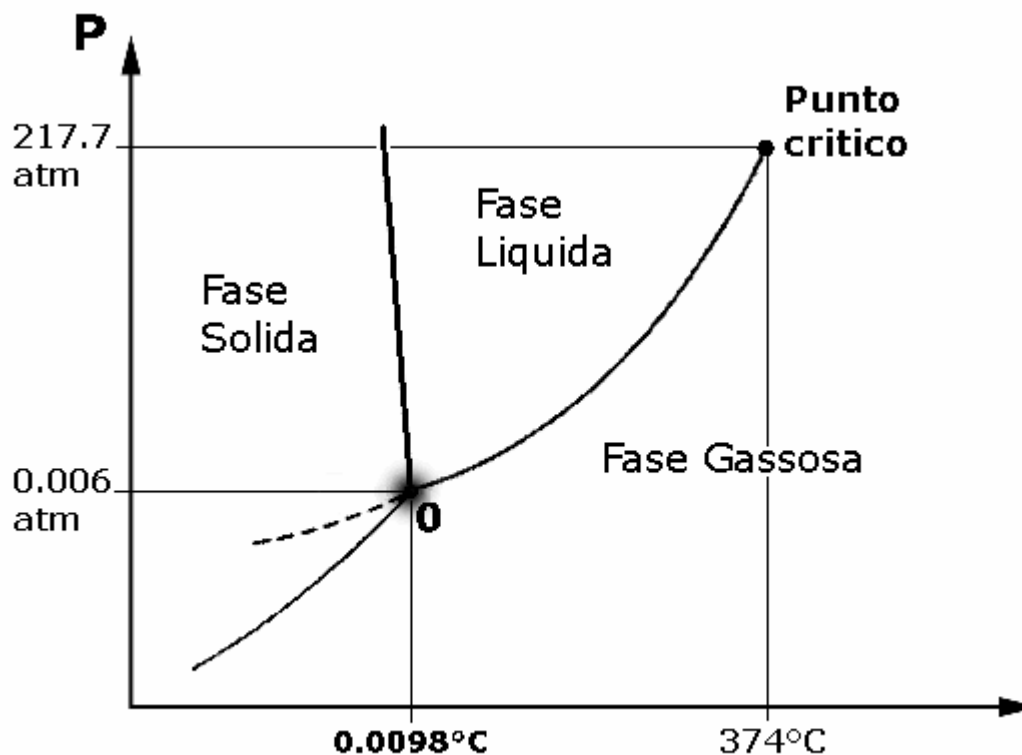
- fd gradi di libertà del sistema
- c componenti del sistema
- f fasi del sistema
- n numero di proprietà indipendenti (in genere 2: pressione e temperatura)

I gradi di libertà (o varianza) del sistema rappresentano il numero di proprietà (parametri) intensive che possono essere variate a piacere senza variare il numero delle fasi del sistema.

Consideriamo un sistema a un solo componente, come l'acqua.

Misuriamo le coppie di parametri p e T in corrispondenza delle quali l'acqua si presenta nelle sue varie fasi: solida, liquida, gassosa; quindi portiamo questi dati in un grafico p/T .

Questo grafico si chiama diagramma di stato. Ogni sostanza ha il suo diagramma di stato, esso rappresenta le condizioni di p e T in cui sono possibili i vari equilibri tra le fasi della sostanza e le loro condizioni di esistenza.



Punto critico: è la condizione di temperatura e pressione critica alla quale la fase liquida della materia cessa di esistere. Nel momento in cui un liquido viene riscaldato, la sua densità decresce, mentre la densità del vapore incrementa. Le densità del liquido e del vapore si avvicinano sempre di più fino ad una temperatura critica, dove le due densità sono equivalenti e la linea o il limite di fase gas-liquido scompare.

Per l'acqua, il punto critico si ottiene ad una temperatura di 647 K (374 °C) e pressione di 22,064 MPa

Calore latente

I cambiamenti di stato nelle sostanze pure avvengono in condizioni definite di pressione e temperatura. In particolare, fissate le condizioni di pressione, la temperatura di transizione è una caratteristica della sostanza in esame. La quantità di calore richiesta per produrre la transizione di fase per unità di massa di sostanza è detta calore latente; vi sono quindi calori latenti di fusione, di vaporizzazione e di sublimazione. Se si porta a ebollizione dell'acqua in un recipiente aperto alla pressione di 1 atmosfera, la temperatura non sale oltre i 100

°C, indipendentemente dalla quantità di calore fornita. Il calore assorbito dall'acqua è il calore latente, che viene speso per trasformare l'acqua in vapore ed è pertanto immagazzinato come energia nel vapore stesso. Analogamente, se si riscalda un miscuglio di ghiaccio e acqua, la temperatura non varia fino a quando il processo di fusione del ghiaccio non è completo. Il calore latente assorbito in questo caso serve a vincere le forze che tengono unite le particelle di ghiaccio.

Calore specifico: si dice calore specifico di una sostanza la quantità di calore necessaria a innalzare di un grado la temperatura dell'unità di massa.

In relazione alle condizioni di riscaldamento si distinguono rispettivamente il calore specifico a volume e a pressione costante. In generale i due calori specifici dipendono dalla temperatura e da molti parametri. È importante sottolineare che, nel caso dell'acqua e di tutte le sostanze praticamente incompressibili, hanno valori approssimativamente uguali. Il calore specifico si esprime in J/kg K

Pressione

La pressione è una grandezza fisica, definita come il rapporto tra il modulo della forza agente normalmente su una superficie e la superficie stessa.

$$p = \frac{F_{\perp}}{S}$$

La pressione è una grandezza scalare.

Ricordando il teorema di Bernoulli è immediato riconoscere che la pressione può essere interpretata come un'energia per unità di volume.

L'unità di misura della pressione è il pascal. (1 Pa = 1 N/m²)

È opportuno ricordare che:

$$1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa} = 0.1 \text{ MPa} = 100 \text{ kPa}$$

$$1 \text{ atm} = 101325 \text{ Pa} = 101.325 \text{ kPa} = 1.01325 \text{ bar}$$

Nel sistema anglosassone la pressione si misura in *pound-force per square inch* (lbf/in² or psi)

$$1 \text{ atm} = 14.696 \text{ psi}$$

Equazione di stato dei gas perfetti

I gas perfetti si suddividono in:

- a. gas ideali
sono gas per i quali è lecito ritenere che i calori specifici a pressione e a volume costante siano a loro volta costanti
- b. gas quasi ideali
sono gas per i quali è lecito ritenere che i calori specifici a pressione e a volume costante siano funzione della sola temperatura.

Per analizzare l'evoluzione di un sistema termodinamico è necessario conoscere la sua legge di stato. Nel campo delle Macchine, dovendo di norma trattare con gas (compressibili) la legge di stato più utilizzata è la legge di stato dei gas perfetti.

$$pv = RT \quad \text{con} \quad R = \frac{\mathfrak{R}}{\mu}$$

R costante elastica del gas
 \mathfrak{R} costante universale dei gas
 μ massa molecolare media

Per l'aria ad esempio si ha:

$$\mathfrak{R} \cong 8314 \text{ J/(kmol K)}$$

$$\mu \cong 29 \text{ kg/kmol}$$

$$R_{\text{aria}} \cong 287 \text{ J/(kg K)}$$

Principio zero della termodinamica (equilibrio termico)

Siano A, B, C tre sistemi arbitrari. Poniamo A in contatto termico con C e aspettiamo che i due sistemi si portino in equilibrio termico. Dopodiché poniamo C in contatto con B e constatiamo che i due sistemi sono già in equilibrio termico. Questo comporterà anche che A e B (che non sono mai stati posti in contatto) sono in equilibrio termico tra loro. In altre parole, se due sistemi sono separatamente in equilibrio termico con un terzo sistema, sono anche in equilibrio termico tra loro.

L'affermazione appena fatta appare del tutto ovvia, e lo è a tal punto che solo nei primi anni del secolo ci si rese conto che essa aveva la dignità di un principio della fisica concettualmente precedente al primo e secondo principio della termodinamica, che erano già stati abbondantemente teorizzati. Per non cambiare di nome a questi ultimi, questo principio è stato denominato (Fowler, 1931) principio zero della termodinamica.

Primo principio della termodinamica (energia interna)

Il primo principio della termodinamica può essere enunciato nella maniera seguente:

In un sistema chiuso che compie una trasformazione ciclica la quantità di calore scambiata tra sistema ed esterno è uguale alla quantità di lavoro netto scambiato.

$$Q_{net} - W_{net} = 0$$

Il primo principio stabilisce in definitiva l'equivalenza tra lavoro e calore.

Il primo principio fu enunciato da James P. Joule (1818-1889) a Manchester nel 1849, e venne originariamente pubblicato nella cronaca del giornale locale. Come molti dei fondatori della termodinamica, Joule non aveva laurea né formazione accademica.

Adesso consideriamo un sistema chiuso soggetto a una trasformazione qualsiasi

Il primo principio della termodinamica afferma che:

$$Q_{net} - W_{net} = \Delta E_{SYSTEM}$$

La differenza tra il calore netto entrante e il lavoro netto uscente è pari alla variazione totale di energia del sistema

L'energia totale del sistema può essere, nei nostri casi, pensata composta da tre addendi: energia interna (U), energia cinetica ed energia potenziale

$$E_{tot} = U + E_{cin} + E_{pot}$$

Poiché in quasi tutti i casi

$$E_{int} \gg E_{cin} + E_{pot}$$

Il primo principio può essere espresso dalla seguente relazione:

$$Q - W = \Delta U$$

o anche, riferendoci all'unità di massa:

$$q - w = \Delta u$$

Considerando due stati termodinamici molto prossimi si ha:

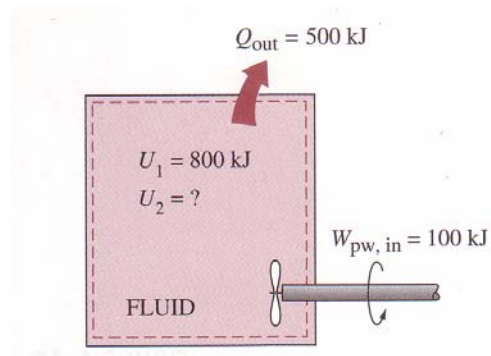
$$\delta q - \delta w = du \quad \text{con} \quad \delta w = p dv$$

e immediatamente

$$\delta q = du + p dv$$

Esempio 1

Un contenitore rigido contiene del fluido caldo che subisce un raffreddamento e un rimescolamento tramite una ventola. Inizialmente l'energia interna totale del fluido è pari a 800 kJ. Durante il processo di raffreddamento il fluido perde 500 kJ di calore, e la ventola compie su di esso un lavoro di 100 kJ. Determinare l'energia interna finale del fluido.



Siamo in presenza di un sistema chiuso (non vi è scambio di massa). Il contenitore è rigido, e su di esso non può essere compiuto lavoro. Durante il raffreddamento una quota di calore pari a 500 kJ viene persa dal sistema (calore negativo) e un lavoro di 100 kJ entra nel sistema (lavoro negativo).

Dal primo principio della termodinamica si ha:

$$Q - W = \Delta U$$

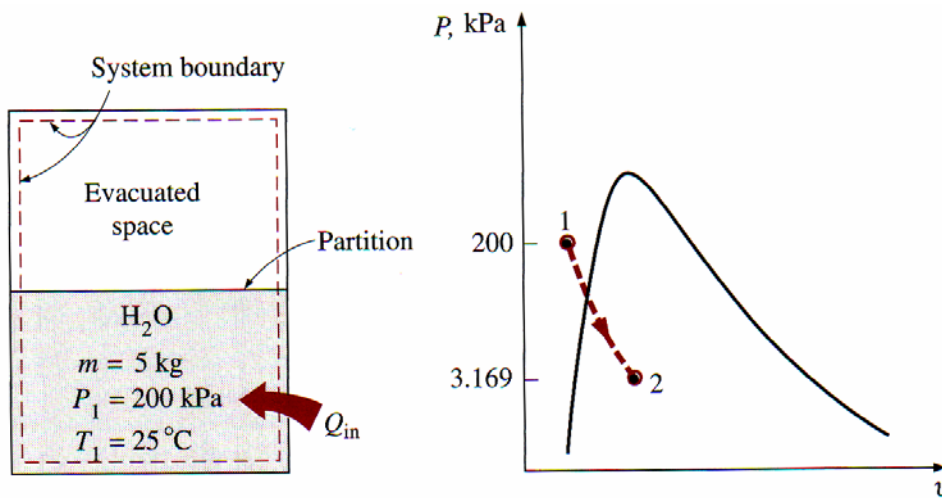
$$-500 \text{ kJ} + 100 \text{ kJ} = U_2 - 800 \text{ kJ}$$

$$U_2 = 400 \text{ kJ}$$

Esempio 2

Un serbatoio rigido è diviso da un setto in due parti uguali. Inizialmente una parte del serbatoio contiene 5 kg di acqua a 200 kPa e alla temperatura ambiente di 25°C, mentre nella restante parte viene realizzato il vuoto. Il setto viene successivamente rimosso e l'acqua si espande sino a occupare l'intero volume del serbatoio. Nell'ipotesi che l'acqua possa scambiare calore con l'esterno in modo da mantenere costante la sua temperatura. Determinare:

- a. il volume del contenitore;
- b. la pressione finale all'interno del serbatoio;
- c. il calore trasferito durante il processo



Si possono trascurare le variazioni di energia cinetica e potenziale

Inizialmente l'acqua si trova compressa nel serbatoio allo stato liquido: la pressione di 200 kPa è infatti superiore alla pressione di saturazione dell'acqua a 25°C.

Inizialmente l'acqua si trova nel serbatoio in forma liquida dato che la sua pressione (200 kPa) è superiore della pressione di saturazione a 25 °C (3.169 kPa). Il volume specifico dell'acqua a 200 kPa e 25°C può essere assunto pari a:

$$v_1 \cong v_f = 0.001 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Il volume iniziale di acqua vale pertanto:

$$V_1 = mv_1 \cong 0.005 \text{ m}^3$$

Quindi il volume del serbatoio vale:

$$V_{\text{tank}} \cong 0.01 \text{ m}^3$$

Al termine del processo di espansione, l'acqua occuperà tutto il volume del serbatoio, pertanto il suo volume specifico varrà:

$$v_2 = \frac{V_{\text{tank}}}{m} \cong 0.002 \text{ m}^3/\text{kg}$$

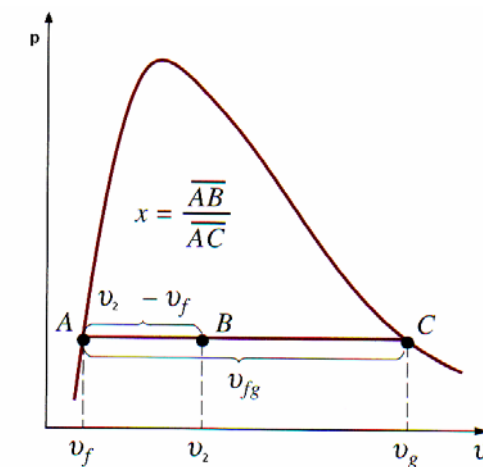
Al punto 2, essendo:

$$v_f < v_2 < v_g$$

il fluido si troverà in parte sotto forma liquida e in parte sotto forma di vapore. La sua pressione dovrà essere pari alla pressione di saturazione a 25°C, ovvero:

$$p_2 = p_{\text{sat}25^\circ} \cong 3.169 \text{ kPa}$$

Adesso valutiamo, sempre al punto 2, le quantità di liquido e vapore presenti nella miscela.



Il rapporto x tra la massa di vapore e la massa di liquido nella miscela è pari a:

$$x = \frac{v_2 - v_f}{v_{fg}} = \frac{0.002 - 0.001}{43.36 - 0.001} \cong 2.3 \cdot 10^{-5}$$

L'energia interna della miscela al punto 2 vale pertanto:

$$u_2 = u_f + xu_{fg} = 104.88 + (2.3 \cdot 10^{-5}) \cdot 2304.9 \cong 104.93 \text{ kJ/kg}$$

Dal primo principio, ricordando che nella nostra situazione $W = 0$, si ottiene:

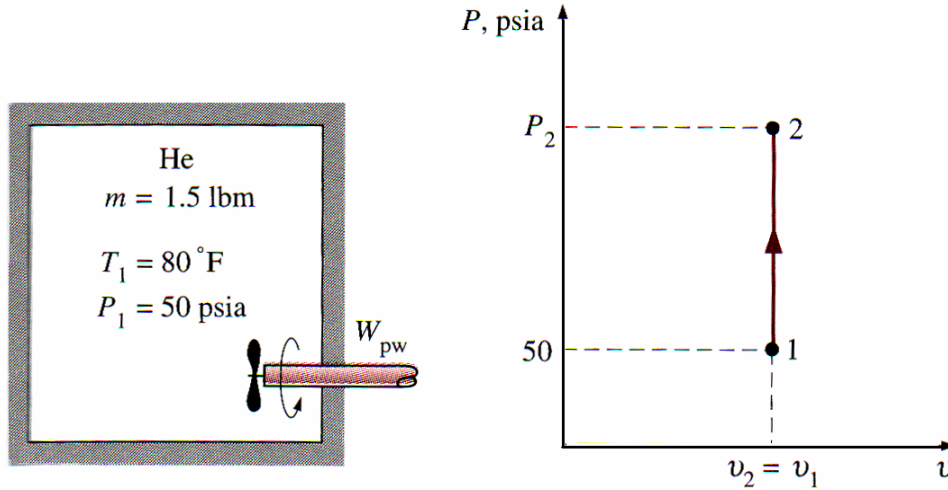
$$Q = m\Delta u = (5 \text{ kg})(104.93 - 104.88) \text{ kJ/kg} \cong 0.25 \text{ kJ}$$

Il segno positivo di Q sta ad indicare che durante il processo del calore si è trasferito dall'ambiente esterno all'acqua.

Esempio 3

Un serbatoio rigido ed isolato contiene inizialmente 1.5 lbm di elio a 80°F e 50 psia. Una ventola collegata ad un albero che trasmette una potenza di 0.02 hp viene messa in funzione, all'interno del serbatoio, per 30 min.

Determinare la temperatura e la pressione finale dell'elio.



$1 \text{ lbm} \cong 0.45 \text{ kg}$
 $1 \text{ Btu} \cong 1.05 \text{ kJ}$
 $1 \text{ hp} \cong 0.745 \text{ kW} \cong \frac{0.745 \text{ Btu}}{1.05 \text{ s}} \cong 1.41 \frac{\text{Btu}}{\text{s}}$
 $1 \text{ psi} \cong 6.89 \text{ kPa}$

Ideal-gas specific heats of various common gases
(a) At 80°F

Gas	Formula	Gas constant, R Btu/lbm · R	C_p Btu/lbm · R	C_v Btu/lbm · R	k
Air	—	0.06855	0.240	0.171	1.400
Argon	Ar	0.04971	0.1253	0.0756	1.667
Butane	C ₄ H ₁₀	0.03424	0.415	0.381	1.09
Carbon dioxide	CO ₂	0.04513	0.203	0.158	1.285
Carbon monoxide	CO	0.07090	0.249	0.178	1.399
Ethane	C ₂ H ₆	0.06616	0.427	0.361	1.183
Ethylene	C ₂ H ₄	0.07079	0.411	0.340	1.208
Helium	He	0.4961	1.25	0.753	1.667
Hydrogen	H ₂	0.9851	3.43	2.44	1.404
Methane	CH ₄	0.1238	0.532	0.403	1.32
Neon	Ne	0.09840	0.246	0.1477	1.667
Nitrogen	N ₂	0.07090	0.248	0.177	1.400
Octane	C ₈ H ₁₈	0.01742	0.409	0.392	1.044
Oxygen	O ₂	0.06206	0.219	0.157	1.395
Propane	C ₃ H ₈	0.04504	0.407	0.362	1.124
Steam	H ₂ O	0.1102	0.445	0.335	1.329

Source: Gordon J. Van Wylen and Richard E. Sonntag, *Fundamentals of Classical Thermodynamics*, English/SI Version, 3rd ed. (New York: John Wiley & Sons, 1986), p. 687, Table A-8E.

A 80 °F (540 R) il calore specifico dell'elio a volume costante vale:

$$c_v \cong 0.753 \frac{\text{Btu}}{\text{lbm} \cdot \text{R}} \cong 3.1156 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Il processo è adiabatico, pertanto:

$$-W = \Delta U$$

Il lavoro effettuato dalla ventola entra nel sistema e pertanto dovrà essere preso col segno negativo. Tale lavoro vale:

$$W = 0.02 \cdot 60 \cdot 30 \cdot \frac{1}{1.41} \cong -25.53 \text{ Btu}$$

$$1 \text{ hp} = \frac{1}{1.41} \frac{\text{Btu}}{\text{s}}$$

da cui:

$$\Delta U = 25.53 \text{ Btu}$$

Ritenendo costante il calore specifico a volume costante lungo tutta la trasformazione si ottiene:

$$m\Delta u = m \cdot c_v \Delta T \cong 25.53 \text{ Btu}$$

Sapendo che $m = 1.5 \text{ lbm} \cong 0.675 \text{ kg}$ si ricava ΔT

$$\Delta T = \frac{25.53}{1.5 \cdot 0.753} \cong 22.6 \text{ R}$$

La temperatura T_2 vale pertanto:

$$t_2 = t_1 + 22.6 \cong 102.6 \text{ }^\circ\text{F} \rightarrow R_2 \cong 562.6 \text{ R}$$

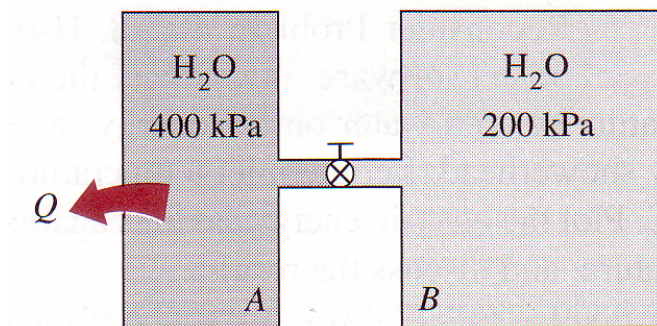
La pressione finale si ottiene dalla equazione di stato dei gas perfetti.

$$\begin{cases} p_1 V_1 = RT_1 \\ p_2 V_2 = RT_2 \end{cases} \quad \text{con } V_1 = V_2$$

$$p_2 = \frac{p_1}{T_1} T_2 = \frac{50}{540} 562.6 \cong 52.1 \text{ psia}$$

Esempio 4

Due serbatoi rigidi sono connessi tramite una valvola. Il serbatoio A contiene 0.2 m^3 di acqua a 400 kPa e con titolo pari a 0.8 . Il serbatoio B contiene 0.5 m^3 di acqua a 200 kPa e $250 \text{ }^\circ\text{C}$. La valvola, inizialmente chiusa, viene aperta in modo che i due serbatoi raggiungano la stessa condizione di equilibrio. Determinare la pressione finale all'interno dei serbatoi e la quantità di calore trasferita fino al raggiungimento dell'equilibrio termico rispetto all'ambiente esterno che si trova alla temperatura di $25 \text{ }^\circ\text{C}$



Determiniamo le masse contenute nei due serbatoi

Serbatoio A $V_A = 0.2 \text{ m}^3$

$$\delta_{LA} = \text{densSatLiqPW}(4) \quad 923 \quad \text{kg/m}^3$$

$$\delta_{VA} = \text{densSatVapPW}(4) \quad 2.16 \quad \text{kg/m}^3$$

$$v_{mA} = 0.2 \cdot v_{LA} + 0.8 \cdot v_{VA} \cong 0.37 \text{ m}^3/\text{kg}$$

La massa contenuta nel serbatoio A vale pertanto:

$$m_A = \frac{V_A}{v_{mA}} \cong 0.54 \text{ kg}$$

La masse di liquido e vapore sono pari rispettivamente a:

$$m_{AL} = 0.108 \text{ kg} \quad m_{AV} = 0.432 \text{ kg}$$

Serbatoio B $V_B = 0.5 \text{ m}^3$

$$\delta_{VB} = \text{densW}(273.15+250, 2) = 0.834 \text{ kg/m}^3$$

La massa contenuta nel serbatoio B vale pertanto:

$$m_B = V_B \cdot \delta_{VB} \cong 0.417 \text{ kg}$$

Al termine del processo la miscela raggiungerà un volume specifico pari a:

$$v_f = \frac{0.5 + 0.2}{0.54 + 0.417} \cong 0.73 \text{ m}^3/\text{kg}$$

e una densità pari a:

$$\delta_f \cong 1.37 \text{ kg/m}^3$$

La densità finale si trova compresa tra la densità di saturazione del liquido a 25° C (997 kg/m³) e la densità di saturazione del vapore sempre a 25 °C (0.0231 kg/m³). Nelle condizioni finali l'acqua si troverà in parte in forma liquida e in parte in forma di vapore.

Pertanto la pressione finale dovrà essere pari alla pressione di saturazione dell'acqua a 25°C.

Ossia:

$$p_f \cong 3.169 \text{ kPa}$$

Saturated water—Temperature table

Temp., T °C	Sat. press., P _{sat} kPa	Temp., T °C	Sat. press., P _{sat} kPa	Temp., T °C	Sat. press., P _{sat} kPa	Temp., T °C	Sat. press., P _{sat} kPa
0.01	0.6113	100	0.10135	200	1.5538	300	8.581
5	0.8721	105	0.12082	205	1.7230	305	9.202
10	1.2276	110	0.14327	210	1.9062	310	9.856
15	1.7051	115	0.16906	215	2.104	315	10.547
20	2.339	120	0.19853	220	2.318	320	11.274
25	3.169	125	0.2321	225	2.548	330	12.845
30	4.246	130	0.2701	230	2.795	340	14.586
35	5.628	135	0.3130	235	3.060	350	16.513
40	7.384	140	0.3613	240	3.344	360	18.651
45	9.593	145	0.4154	245	3.648	370	21.03
50	12.349	150	0.4758	250	3.973	374.14	22.09
55	15.758	155	0.5431	255	4.319		
60	19.940	160	0.6178	260	4.688		
65	25.03	165	0.7005	265	5.081		
70	31.19	170	0.7917	270	5.499		
75	38.58	175	0.8920	275	5.942		
80	47.39	180	1.0021	280	6.412		
85	57.83	185	1.1227	285	6.909		
90	70.14	190	1.2544	290	7.436		
95	84.55	195	1.3978	295	7.993		

Calcoliamo ora il calore scambiato durante il processo.

Dal primo principio della termodinamica, applicato ai sistemi chiusi, si ha:

$$Q = U_2 - U_1$$

Dobbiamo pertanto calcolare le energie interne nelle condizioni iniziali e finali.

Energia interna finale.

Dobbiamo preliminarmente calcolare il titolo del vapore.

$$v_f = (1-x)v_{fL} + x \cdot v_{fV}$$

Dalle tabelle si ricavano i volumi specifici del liquido e del vapore:

$$v_{fL} = 1/(\text{densSatLiqTW}(273.15+25)) = 0.00103 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$v_{fV} = 1/(\text{densSatVapTW}(273.15+25)) \quad 43.34 \quad \text{m}^3/\text{kg}$$

$$x = 0.01682$$

Da cui:

$$m_{fV} = 0.0161 \text{ kg} \quad m_{fL} = 0.943 \text{ kg}$$

Le energie interne specifiche di liquido e vapore, nelle condizioni finali, valgono rispettivamente:

$$u_{fL} = \text{energySatLiqPW}(0.03169) \quad 104.82 \quad \text{kJ/kg}$$

$$u_{fV} = \text{energySatVapPW}(0.03169) \quad 2409 \quad \text{kJ/kg}$$

Pertanto:

$$U_2 = m_{fL} \cdot u_{fL} + m_{fV} u_{fV} \cong 137.68 \text{ kJ}$$

Determiniamo ora l'energia interna iniziale del sistema.

Le energie interne specifiche valgono:

$$u_B = \text{energyW}(273.15+250,2) \quad 2731.5 \quad \text{kJ/kg}$$

$$u_{AL} = \text{energySatLiqPW}(4) \quad 604.3 \quad \text{kJ/kg}$$

$$u_{AV} = \text{energySatVapPW}(4) \quad 2553 \quad \text{kJ/kg}$$

L'energia interna nelle condizioni finale vale pertanto:

$$U_1 = u_B \cdot m_B + u_{AV} \cdot m_{AV} + u_{AL} \cdot m_{AL} \cong 2307 \text{ kJ}$$

Il calore scambiato durante il processo vale quindi:

$$Q = U_2 - U_1 \cong -2169 \text{ kJ}$$

Calore uscente dal sistema.

Entalpia

Risulta utile definire una nuova variabile H , detta entalpia, che sarà molto utile successivamente nello studio di particolari trasformazioni.

$$H \equiv U + pV \quad h \equiv u + pv$$

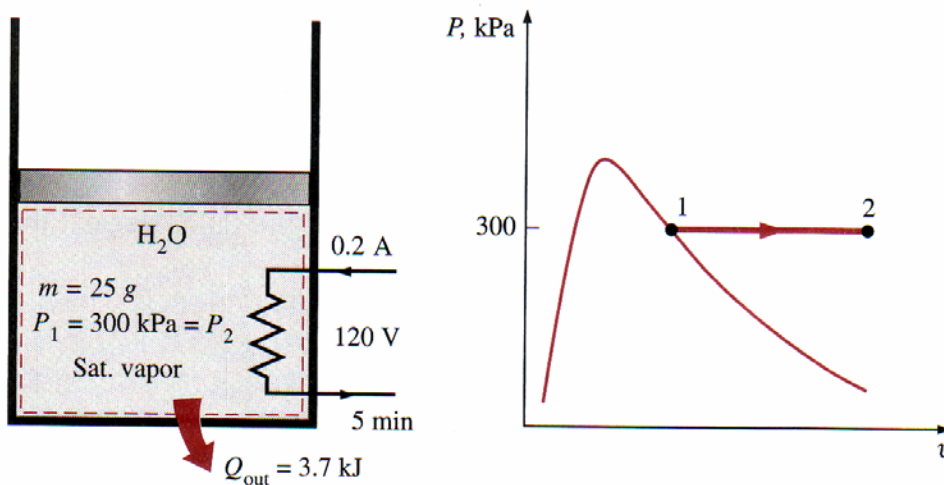
L'entalpia, essendo una combinazione di funzioni di stato, è, essa stessa, una funzione di stato.

Ha le stesse dimensioni dell'energia e la sua unità di misura, nel sistema SI, è pertanto il joule ([J/kg] per l'entalpia specifica).

Il nome entalpia deriva dal greco "calore interno" e fu coniato dall'olandese Kamerlingh-Onnes intorno al 1930.

Esempio 5

Un sistema pistone-cilindro contiene 25 g di vapore saturo che viene mantenuto alla pressione costante di 300 kPa. Una resistenza elettrica posta all'interno del cilindro, alimentata da una sorgente a 120 V, viene attraversata, per 5 min, da una corrente di 0.2 A, mentre nello stesso intervallo di tempo il cilindro disperde verso l'esterno 3.7 kJ di calore. Determinare la temperatura finale del vapore.



Calore uscente $Q = -3700 \text{ J}$
 Lavoro entrante $W = -7200 \text{ J}$
 Boundary work $W_b = p(V_2 - V_1)$

$$Q - W_{other} - W_b = U_2 - U_1$$

$$Q - W_{other} - p(V_2 - V_1) = U_2 - U_1$$

$$Q - W_{other} = (U_2 + pV_2) - (U_1 + pV_1)$$

$$Q - W_{other} = \Delta H = m\Delta h$$

Allo stato 1 il vapore è saturo e alla pressione di 300 kPa. Dalle tabelle si ricava il valore dell'entalpia specifica che risulta essere pari a:

$$h_1 = 2725.3 \text{ kJ/kg}$$

Possiamo ricavare l'entalpia specifica corrispondente allo stato 2.

$$7.2 \text{ kJ} - 3.7 \text{ kJ} = (0.025 \text{ kg})(h_2 - 2725.3 \text{ kJ/kg})$$

$$h_2 = 2865.3 \text{ kJ/kg}$$

Sempre dalle tabelle si ricava il valore della temperatura che risulta essere

$$T_2 = 200 \text{ }^\circ\text{C}$$

Saturated water—Pressure table

Press., P kPa	Sat. temp., T_{sat} °C	Specific volume, m ³ /kg		Internal energy, kJ/kg			Enthalpy, kJ/kg		
		Sat. liquid, v_f	Sat. vapor, v_g	Sat. liquid, u_f	Evap., u_{fg}	Sat. vapor, u_g	Sat. liquid, h_f	Evap., h_{fg}	Sat. vapor, h_g
0.6113	0.01	0.001000	206.14	0.00	2375.3	2375.3	0.01	2501.3	2501.4
1.0	6.98	0.001000	129.21	29.30	2355.7	2385.0	29.30	2484.9	2514.2
1.5	13.03	0.001001	87.98	54.71	2338.6	2393.3	54.71	2470.6	2525.3
2.0	17.50	0.001001	67.00	73.48	2326.0	2399.5	73.48	2460.0	2533.5
2.5	21.08	0.001002	54.25	88.48	2315.9	2404.4	88.49	2451.6	2540.0
3.0	24.08	0.001003	45.67	101.04	2307.5	2408.5	101.05	2444.5	2545.5
4.0	28.96	0.001004	34.80	121.45	2293.7	2415.2	121.46	2432.9	2554.4
5.0	32.88	0.001005	28.19	137.81	2282.7	2420.5	137.82	2423.7	2561.5
7.5	40.29	0.001008	19.24	168.78	2261.7	2430.5	168.79	2406.0	2574.8
10	45.81	0.001010	14.67	191.82	2246.1	2437.9	191.83	2392.8	2584.7
15	53.97	0.001014	10.02	225.92	2222.8	2448.7	225.94	2373.1	2599.1
20	60.06	0.001017	7.649	251.38	2205.4	2456.7	251.40	2358.3	2609.7
25	64.97	0.001020	6.204	271.90	2191.2	2463.1	271.93	2346.3	2618.2
30	69.10	0.001022	5.229	289.20	2179.2	2468.4	289.23	2336.1	2625.3
40	75.87	0.001027	3.993	317.53	2159.5	2477.0	317.58	2319.2	2636.8
50	81.33	0.001030	3.240	340.44	2143.4	2483.9	340.49	2305.4	2645.9
75	91.78	0.001037	2.217	384.31	2112.4	2496.7	384.39	2278.6	2663.0
Press., MPa									
0.100	99.63	0.001043	1.6940	417.36	2088.7	2506.1	417.46	2258.0	2675.5
0.125	105.99	0.001048	1.3749	444.19	2069.3	2513.5	444.32	2241.0	2685.4
0.150	111.37	0.001053	1.1593	466.94	2052.7	2519.7	467.11	2226.5	2693.6
0.175	116.06	0.001057	1.0036	486.80	2038.1	2524.9	486.99	2213.6	2700.6
0.200	120.23	0.001061	0.8857	504.49	2025.0	2529.5	504.70	2201.9	2706.7
0.225	124.00	0.001064	0.7933	520.47	2013.1	2533.6	520.72	2191.3	2712.1
0.250	127.44	0.001067	0.7187	535.10	2002.1	2537.2	535.37	2181.5	2716.9
0.275	130.60	0.001070	0.6573	548.59	1991.9	2540.5	548.89	2172.4	2721.3
0.300	133.55	0.001073	0.6058	561.15	1982.4	2543.6	561.47	2163.8	2725.3
0.325	136.30	0.001076	0.5620	572.90	1973.5	2546.4	573.25	2155.8	2729.0
0.350	138.88	0.001079	0.5243	583.95	1965.0	2548.9	584.33	2148.1	2732.4
0.375	141.32	0.001081	0.4914	594.40	1956.9	2551.3	594.81	2140.8	2735.6
0.40	143.63	0.001084	0.4625	604.31	1949.3	2553.6	604.74	2133.8	2738.6
0.45	147.93	0.001088	0.4140	622.77	1934.9	2557.6	623.25	2120.7	2743.9
0.50	151.86	0.001093	0.3749	639.68	1921.6	2561.2	640.23	2108.5	2748.7
0.55	155.48	0.001097	0.3427	655.32	1909.2	2564.5	665.93	2097.0	2753.0
0.60	158.85	0.001101	0.3157	669.90	1897.5	2567.4	670.56	2086.3	2756.8
0.65	162.01	0.001104	0.2927	683.56	1886.5	2570.1	684.28	2076.0	2760.3
0.70	164.97	0.001108	0.2729	696.44	1876.1	2572.5	697.22	2066.3	2763.5
0.75	167.78	0.001112	0.2556	708.64	1866.1	2574.7	709.47	2057.0	2766.4
0.80	170.43	0.001115	0.2404	720.22	1856.6	2576.8	721.11	2048.0	2769.1
0.85	172.96	0.001118	0.2270	731.27	1847.4	2578.7	732.22	2039.4	2771.6
0.90	175.38	0.001121	0.2150	741.83	1838.6	2580.5	742.83	2031.1	2773.9
0.95	177.69	0.001124	0.2042	751.95	1830.2	2582.1	753.02	2023.1	2776.1
1.00	179.91	0.001127	0.19444	761.68	1822.0	2583.6	762.81	2015.3	2778.1
1.10	184.09	0.001133	0.17753	780.09	1806.3	2586.4	781.34	2000.4	2871.7
1.20	187.99	0.001139	0.16333	797.29	1791.5	2588.8	798.65	1986.2	2784.8
1.30	191.64	0.001144	0.15125	813.44	1777.5	2591.0	814.93	1972.7	2787.6

Legame entalpia c_p

Ricordiamo l'espressione del primo principio:

$$\delta q - \delta w = du$$

$$\delta q = du + pdv$$

Con riferimento ad una trasformazione a pressione costante si ha:

$$\delta q|_{p=\text{cost}} = du + pdv = du + d(pv)|_{p=\text{cost}} = dh|_{p=\text{cost}}$$

$$dh = c_p dT$$

Anche se quest'ultima relazione è stata ricavata con riferimento ad una trasformazione isobara, essendo h una funzione di punto, è valida in generale

Legame tra c_p e c_v

Consideriamo una trasformazione a volume costante. Dal primo principio si ha:

$$\delta q|_{v=\text{cost}} = du$$

per cui si ha l'importante relazione:

$$du = c_v dT$$

Anche se quest'ultima relazione è stata ricavata con riferimento ad una trasformazione isocora, essendo u una funzione di punto, è valida in generale

Consideriamo ora una piccola trasformazione isobara:

$$d(pv)|_{p=\text{cost}} = d(RT) \rightarrow pdv = RdT$$

$$\delta q = du + pdv = c_v dT + pdv$$

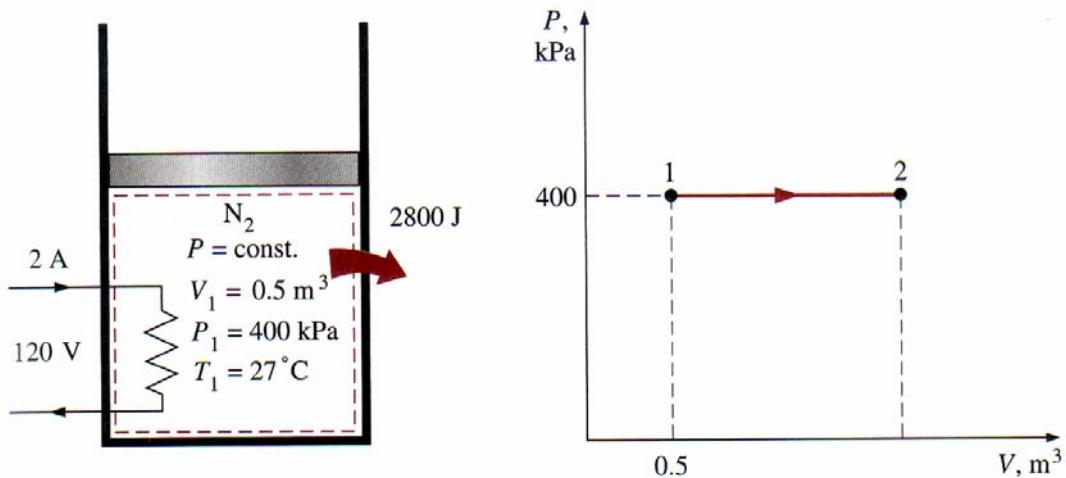
$$\delta q|_{p=\text{cost}} = c_p dT$$

da cui:

$$c_p - c_v = R$$

Esempio 6

Un dispositivo pistone-cilindro contiene inizialmente 0.5 m^3 di azoto alla pressione di 400 kPa e alla temperatura di 27°C . Una resistenza elettrica, posta all'interno del cilindro, collegata ad un sorgente a 120 V , viene attraversata per 5 min da una corrente di 2 A . Nell'ipotesi che l'azoto si espanda secondo un'isobara e che dalle pareti del cilindro, durante il processo, vi sia una cessione di calore pari a 2800 J , determinare la temperatura finale dell'azoto.



Calcoliamo il lavoro che la resistenza trasferisce al sistema (deve essere, con le nostre convenzioni di segno, un lavoro negativo)

$$W_e = V \cdot i \cdot t = 120 \cdot 2 \cdot 5 \cdot 60 = 72 \text{ kJ}$$

La massa di idrogeno si ricava dalla legge di stato per i gas perfetti:

$$pv_1 = RT_1 \rightarrow pV_1 = mRT_1$$

$$m = \frac{pV_1}{RT_1} = \frac{400 \cdot 0.5}{0.2968 \cdot 300} \cong 2.245 \text{ kg}$$

Ideal-gas specific heats of various common gases

(a) At 300 K

Gas	Formula	Gas constant, R kJ/kg · K	C_p kJ/kg · K	C_v kJ/kg · K	k
Air	—	0.2870	1.005	0.718	1.400
Argon	Ar	0.2081	0.5203	0.3122	1.667
Butane	C ₄ H ₁₀	0.1433	1.7164	1.5734	1.091
Carbon dioxide	CO ₂	0.1889	0.846	0.657	1.289
Carbon monoxide	CO	0.2968	1.040	0.744	1.400
Ethane	C ₂ H ₆	0.2765	1.7662	1.4897	1.186
Ethylene	C ₂ H ₄	0.2964	1.5482	1.2518	1.237
Helium	He	2.0769	5.1926	3.1156	1.667
Hydrogen	H ₂	4.1240	14.307	10.183	1.405
Methane	CH ₄	0.5182	2.2537	1.7354	1.299
Neon	Ne	0.4119	1.0299	0.6179	1.667
Nitrogen	N ₂	0.2968	1.039	0.743	1.400
Octane	C ₈ H ₁₈	0.0729	1.7113	1.6385	1.044
Oxygen	O ₂	0.2598	0.918	0.658	1.395
Propane	C ₃ H ₈	0.1885	1.6794	1.4909	1.126
Steam	H ₂ O	0.4615	1.8723	1.4108	1.327

Indicato con W_b il lavoro al contorno e con W_e il lavoro prodotto dalla resistenza elettrica, si ha:

$$Q - W = \Delta E$$

$$-Q_{out} + W_e - W_b = \Delta U$$

Il lavoro al contorno W_b essendo il processo isobaro vale:

$$W_b = p(V_2 - V_1)$$

Per sostituzione si ottiene:

$$W_e - Q_{out} = \Delta U + W_b = m((u_2 + pv_2) - (u_1 + pv_1)) = H = m(h_2 - h_1) = m \cdot c_p (T_2 - T_1)$$

$$72 - 2.8 = 2.245 \cdot 1.039 \cdot (T_2 - 27)$$

$$T_2 \cong 56.7 \text{ }^\circ\text{C}$$

Esempio 7

Un dispositivo pistone-cilindro inizialmente contiene 400 l di aria a 150 kPa e 27°C, mentre il pistone è a riposo bloccato su due arresti posizionati all'interno del cilindro. La massa del pistone è tale per cui è richiesta una pressione di 350 kPa per permettere il suo sollevamento.

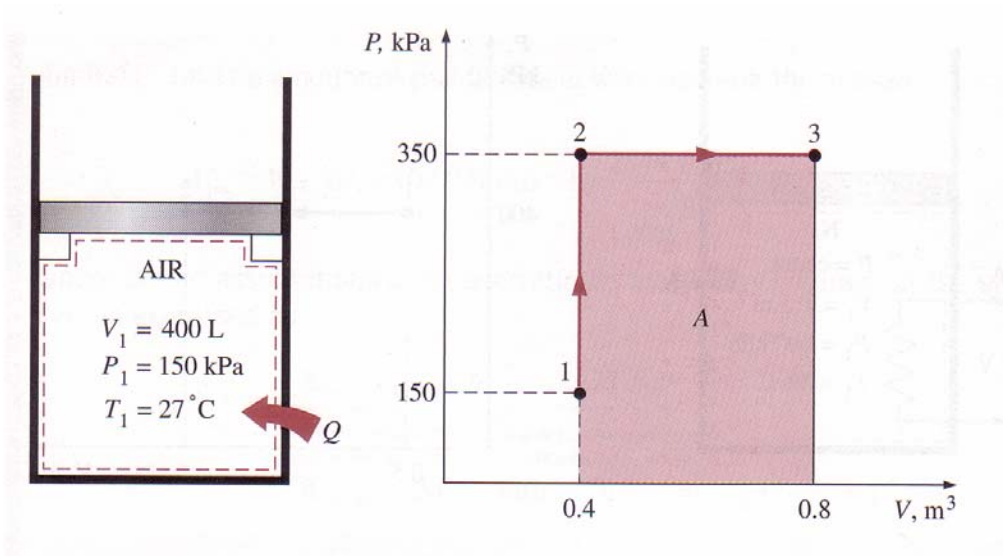
L'aria viene successivamente riscaldata fino a raddoppiarne il volume.

Determinare:

1. la temperatura finale dell'aria;
2. il lavoro compiuto dall'aria sul pistone;
3. il calore netto trasferito all'aria.

Assumeremo l'aria come un gas ideale e considereremo il sistema stazionario in modo da trascurare le variazioni di energia cinetica e potenziale.

La temperatura finale dell'aria si determina dall'equazione di stato dei gas perfetti



$$\frac{p_1 V_1}{T_1} = \frac{p_3 V_3}{T_3} \quad \text{con } V_3 = 2V_1$$

$$T_3 = \frac{p_3}{p_1} T_1 \frac{2V_1}{V_1} = \frac{350}{150} 300 \cdot 2 = 1400 \text{ K}$$

Il lavoro compiuto dal sistema (deve essere preso con il segno positivo) è pari, in opportuna scala, all'area A
 $W_b = (V_3 - V_1) p = 0.4 \cdot 350 = 140 \text{ kJ}$

La massa dell'aria si determina dall'equazione di stato dei gas perfetti.

$$p_1 V_1 = m R T_1$$

$$m = \frac{p_1 V_1}{R T_1} \cong \frac{150 \cdot 0.4}{0.287 \cdot 300} \cong 0.697 \text{ kg}$$

L'energia interna dell'aria a 300 e a 1400 K si ricava dalle tabelle:

$$u_{300K} \cong 214.07 \text{ kJ/kg} \quad u_{1400K} \cong 1113.52 \text{ kJ/kg}$$

Dal primo principio della termodinamica si ricava il calore fornito all'aria.

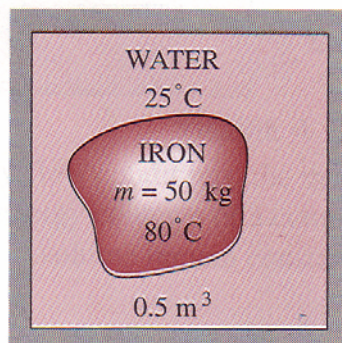
$$Q_{in} - W_b = m \Delta u$$

Da cui

$$Q = m \Delta u + W_b \cong 0.697 \cdot (1113.52 - 214.07) + 140 \cong 767 \text{ kJ}$$

Esempio 8

Un blocco di ferro di 50 kg e a 80 °C viene inserito in un contenitore isolato che contiene 0.5 m³ di acqua a 25°C. Determinare la temperatura di equilibrio del sistema.



Possiamo considerate sia per il ferro che per l'acqua i calori specifici tabellati a temperatura ambiente.

Properties of common liquids, solids, and foods

(a) Liquids							
Substance	Boiling data at 1 atm		Freezing data		Liquid properties		
	Normal boiling point, °C	Latent heat of vaporization, h_{fg} kJ/kg	Freezing point, °C	Latent heat of fusion, h_{if} kJ/kg	Temp., °C	Density, ρ kg/m ³	Specific heat, C_p kJ/kg · °C
Ammonia	-33.3	1357	-77.7	322.4	-33.3	682	4.43
					-20	665	4.52
					0	639	4.60
					25	602	4.80
					-185.6	1394	1.14
Argon	-185.9	161.6	-189.3	28	-185.6	1394	1.14
Benzene	80.2	394	5.5	126	20	879	1.72
Brine (20% sodium chloride by mass)	103.9	—	-17.4	—	20	1150	3.11
<i>n</i> -Butane	-0.5	385.2	-138.5	80.3	-0.5	601	2.31
Carbon dioxide	-78.4*	230.5 (at 0°C)	-56.6	—	0	298	0.59
Ethanol	78.2	838.3	-114.2	109	25	783	2.46
Ethyl alcohol	78.6	855	-156	108	20	789	2.84
Ethylene glycol	198.1	800.1	-10.8	181.1	20	1109	2.84
Glycerine	179.9	974	18.9	200.6	20	1261	2.32
Helium	-268.9	22.8	—	—	-268.9	146.2	22.8
Hydrogen	-252.8	445.7	-259.2	59.5	-252.8	70.7	10.0
Isobutane	-11.7	367.1	-160	105.7	-11.7	593.8	2.28
Kerosene	204–293	251	-24.9	—	20	820	2.00
Mercury	356.7	294.7	-38.9	11.4	25	13560	0.139
Methane	-161.5	510.4	-182.2	58.4	-161.5	423	3.49
					-100	301	5.79
					25	787	2.55
Methanol	64.5	1100	-97.7	99.2	25	809	2.06
Nitrogen	-195.8	198.6	-210	25.3	-195.8	809	2.06
					-160	596	2.97
					20	703	2.10
Octane	124.8	306.3	-57.5	180.7	25	910	1.80
Oil (light)	—	—	—	—	20	640	2.0
Oxygen	-183	212.7	-218.8	13.7	-183	1141	1.71
Petroleum	—	230–384	—	—	20	640	2.0
Propane	-42.1	427.8	-187.7	80.0	-42.1	581	2.25
					0	529	2.53
					50	449	3.13
					-50	1443	1.23
					-26.1	1374	1.27
Refrigerant-134a	-26.1	216.8	-96.6	—	0	1294	1.34
Water	100	2257	0.0	333.7	25	1206	1.42
					0	1000	4.23
					25	997	4.18
					50	988	4.18
					75	975	4.19
100	958	4.22					

*Sublimation temperature. (At pressures below the triple-point pressure of 518 kPa, carbon dioxide exists as a solid or gas. Also, the freezing-point temperature of carbon dioxide is the triple-point temperature of -56.5°C.)

Properties of common liquids, solids, and foods (Concluded)

(b) Solids (values are for room temperature unless indicated otherwise)

Substance	Density, ρ kg/m ³	Specific heat, C_p kJ/kg · °C	Substance	Density, ρ kg/m ³	Specific heat, C_p kJ/kg · °C
Metals			Nonmetals		
Aluminum			Asphalt	2110	0.920
200 K		0.797	Brick, common	1922	0.79
250 K		0.859	Brick, fireclay (500°C)	2300	0.960
300 K	2,700	0.902	Concrete	2300	0.653
350 K		0.929	Clay	1000	0.920
400 K		0.949	Diamond	2420	0.616
450 K		0.973	Glass, window	2700	0.800
500 K		0.997	Glass, pyrex	2230	0.840
Bronze (76% Cu, 2% Zn, 2% Al)	8,280	0.400	Graphite	2500	0.711
Brass, yellow (65% Cu, 35% Zn)	8,310	0.400	Granite	2700	1.017
Copper			Gypsum or plaster board	800	1.09
-173°C		0.254	Ice		
-100°C		0.342	200 K		1.56
-50°C		0.367	220 K		1.71
0°C		0.381	240 K		1.86
27°C	8,900	0.386	260 K		2.01
100°C		0.393	273 K	921	2.11
200°C		0.403	Limestone	1650	0.909
Iron	7,840	0.45	Marble	2600	0.880
Lead	11,310	0.128	Plywood (Douglas Fir)	545	1.21
Magnesium	1,730	1.000	Rubber (soft)	1100	1.840
Nickel	8,890	0.440	Rubber (hard)	1150	2.009
Silver	10,470	0.235	Sand	1520	0.800
Steel, mild	7,830	0.500	Stone	1500	0.800
Tungsten	19,400	0.130	Woods, hard (maple, oak, etc.)	721	1.26
			Woods, soft (fir, pine, etc.)	513	1.38

(c) Foods

Food	Water content, % (mass)	Freezing point, °C	Specific heat, kJ/kg · °C		Latent heat of fusion, kJ/kg	Food	Water content, % (mass)	Freezing point, °C	Specific heat, kJ/kg · °C		Latent heat of fusion, kJ/kg
			Above freezing	Below freezing					Above freezing	Below freezing	
Apples	84	-1.1	3.65	1.90	281	Lettuce	95	-0.2	4.02	2.04	317
Bananas	75	-0.8	3.35	1.78	251	Milk, whole	88	-0.6	3.79	1.95	294
Beef round	67	—	3.08	1.68	224	Oranges	87	-0.8	3.75	1.94	291
Broccoli	90	-0.6	3.86	1.97	301	Potatoes	78	-0.6	3.45	1.82	261
Butter	16	—	—	1.04	53	Salmon fish	64	-2.2	2.98	1.65	214
Cheese, swiss	39	-10.0	2.15	1.33	130	Shrimp	83	-2.2	3.62	1.89	277
Cherries	80	-1.8	3.52	1.85	267	Spinach	93	-0.3	3.96	2.01	311
Chicken	74	-2.8	3.32	1.77	247	Strawberries	90	-0.8	3.86	1.97	301
Corn, sweet	74	-0.6	3.32	1.77	247	Tomatoes, ripe	94	-0.5	3.99	2.02	314
Eggs, whole	74	-0.6	3.32	1.77	247	Turkey	64	—	2.98	1.65	214
Ice cream	63	-5.6	2.95	1.63	210	Watermelon	93	-0.4	3.96	2.01	311

Source: Values are obtained from various handbooks and other sources or are calculated. Water content and freezing-point data of foods are from ASHRAE, *Handbook of Fundamentals*, SI version (Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1993), Chapter 30, Table 1. Freezing point is the temperature at which freezing starts for fruits and vegetables, and the average freezing temperature for other foods.

$$c_{water} \cong 4.18 \text{ kJ}/(\text{kg K}) \quad c_{iron} \cong 0.45 \text{ kJ}/(\text{kg K})$$

Anche il volume specifico dell'acqua deve essere desunto da tabelle:

$$v_{water} \cong \frac{1}{997} \cong 0.001 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Possiamo ora determinare la massa d'acqua

$$m_{water} = \frac{V}{v_{water}} = \frac{0.5}{0.001} = 500 \text{ kg}$$

Il processo è adiabatico e non vi è produzione di lavoro; pertanto dal primo principio si ha:
 $Q - W = \Delta U \rightarrow \Delta U = 0$

L'energia interna del sistema al momento dell'inserimento del blocco nell'acqua, tenuto conto che sia l'acqua sia il ferro possono essere considerati incompressibili, vale:

$$U_1 = m_{water} \cdot c_w \cdot T_{1w} + m_{iron} \cdot c_{iron} \cdot T_{1i}$$

All'equilibrio finale l'energia interna del sistema vale:

$$U_2 = m_{water} \cdot c_w \cdot T_2 + m_{iron} \cdot c_{iron} \cdot T_2$$

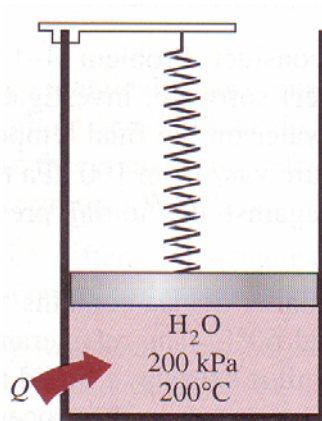
Da cui:

$$T_2 \cong 25.6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Esempio 1 EES

Un dispositivo pistone-cilindro contiene inizialmente 0.5 m³ di vapore a 200 kPa e a 200 °C. In questa condizione una molla lineare sfiora il pistone senza esercitare una forza apprezzabile. Successivamente del calore viene lentamente trasferito al vapore fino a portare la pressione e il volume rispettivamente a 500 kPa e 0.6 m³. Rappresentare il processo nel piano p-v (mostrando le linee di saturazione di liquido e vapore) e determinare:

1. la temperatura finale;
2. il lavoro compiuto dal vapore;
3. il calore totale trasferito.



Per la risoluzione si utilizza il software EES (Engineering Equation Solver F-Chart software).

Nella *Equations Window* scriviamo:

"The extra force exerted by the steam on the piston (i.e., above the initial pressure P[1]) is balanced by the force of the spring on the piston, or $A \cdot (P[2] - P[1]) = k \cdot x$ where the spring constant k is in kN/m. The spring compression x is related to the volume changes by $x \cdot A = (V[2] - V[1])$ so we can write:"

$$P[2] - P[1] = \text{Spring_const} \cdot (V[2] - V[1])$$

"where $\text{Spring_const} = k/A^2$ is in kN/m⁵, the actual spring constant in kN/m divided by the square of the piston face area. Note that P[2] is a linear function of V[2]"

"Conservation of mass for the closed system is:"
 $m[2]=m[1]$

"The conservation of energy for the closed system is
 $E_{in} - E_{out} = \Delta E$, neglect ΔKE and ΔPE for the system"
 $Q_{in} - W_{out} = \Delta U$
 $\Delta U = m[1] \cdot (u[2] - u[1])$
 $W_{out} = W_b$

"Input Data"
 $P[1]=200$ "[kPa]"
 $V[1]=0.5$ "[m^3]"
 $T[1]=200$ "[C]"
 $P[2]=500$ "[kPa]"
 $V[2]=0.6$ "[m^3]"

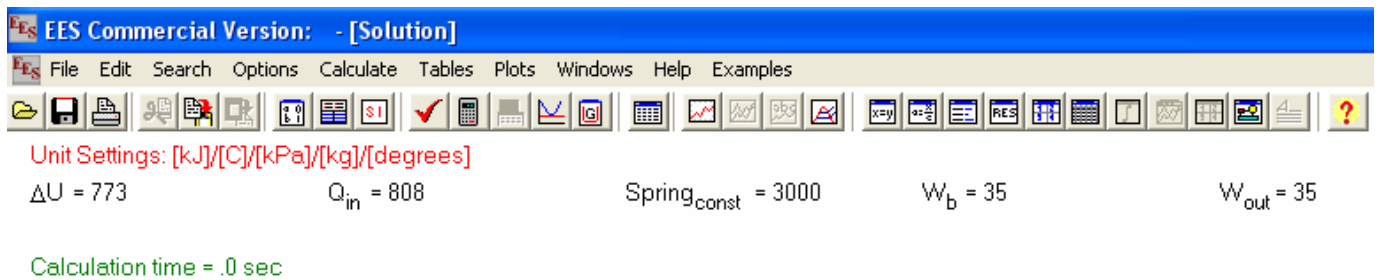
$m[1]=V[1]/spvol[1]$
 $spvol[1]=volume(Steam, T=T[1], P=P[1])$
 $u[1]=intenergy(Steam, T=T[1], P=P[1])$
 $spvol[2]=V[2]/m[2]$

"The final temperature is:"
 $T[2]=temperature(Steam, P=P[2], v=spvol[2])$

$u[2]=intenergy(Steam, P=P[2], T=T[2])$

"To evaluate W_b (Boundary Work) we need to express p as a general function of V and then integrate $p dV$ from $V[1]$ to $V[2]$."
 $p=P[1]+Spring_const \cdot (V - V[1])$
 "W_b=Integral pdv. This integration must be done by hand and is given by:"
 $W_b=P[1] \cdot (V[2]-V[1]) + Spring_const/2 \cdot (V[2]-V[1])^2$

Quindi Calculate → Solve

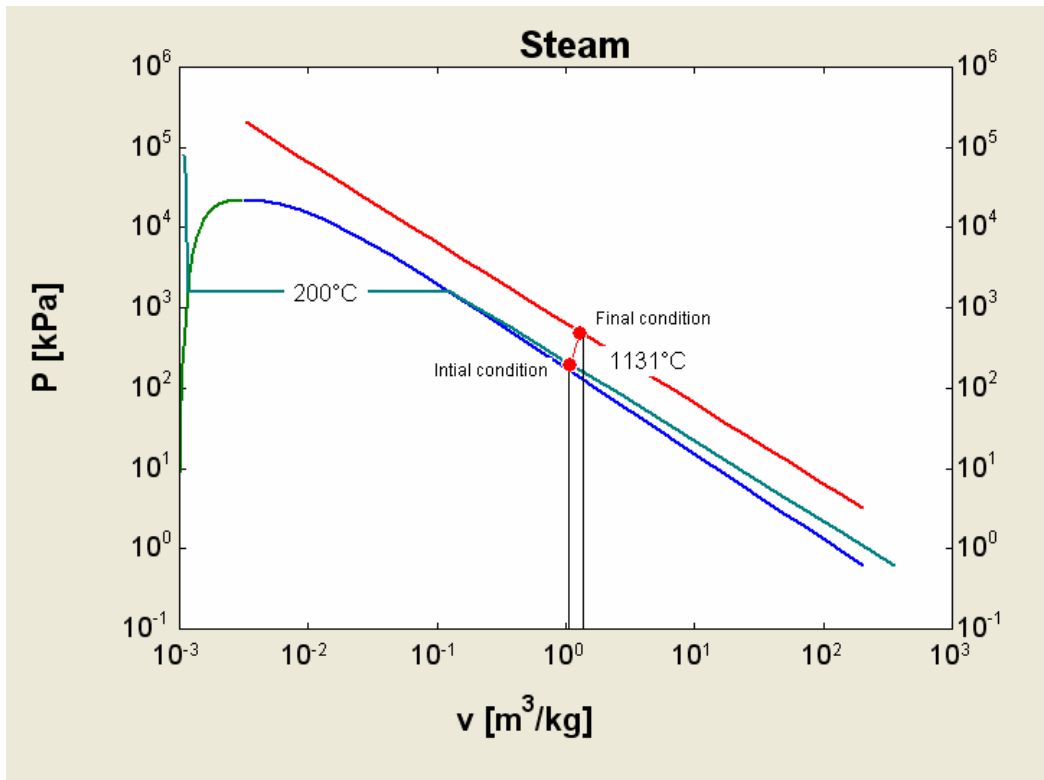


Array variables are in the Arrays window

E nell'array window troviamo:

	1	2	3	4	5	6
	m_i	P_i	$spvol_i$ [m ³ /kg]	T_i	u_i [kJ/kg]	V_i
[1]	0.4628	200	1.08	200	2654	0.5
[2]	0.4628	500	1.296	1131	4324	0.6

Uno degli strumenti più potenti di EES è senz'altro la possibilità di plottare i risultati dell'analisi del processo utilizzando le curve caratteristiche del fluido in esame.

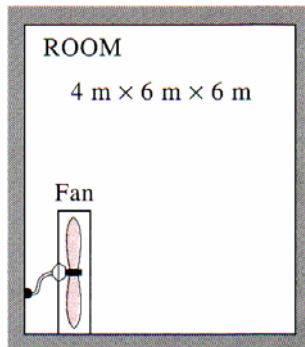


Si inizia plottando la curva limite dell'acqua (property plot) specificando di evidenziare le isoterme a 200 e 1131 °C
 Quindi con il comando Overlay Plot si sovrappone il grafico che rappresenta il processo sul diagramma $p-v$

Esempio 9

Uno studente che vive in una stanza di 144 m^3 , in una giornata d'estate accende alle ore 8.00, quando la temperatura è di 15°C , un ventilatore da 150 W in modo da ritrovare al rientro pomeridiano l'ambiente rinfrescato.

Assumendo che le porte e le finestre siano perfettamente chiuse e che la stanza sia perfettamente isolata dal punto di vista termico, determinare la temperatura della stanza all'ora del rientro.



Assumiamo una pressione all'interno della stanza pari a circa 100 kPa .
Calcoliamo la massa d'aria presente nella stanza:

$$p_1 v_1 = RT_1 \quad \rightarrow \quad v_1 = \frac{RT_1}{p_1} \cong \frac{0.287 \cdot 288.15}{100} \cong 0.827 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$m = \frac{V}{v_1} \cong \frac{144}{0.827} \cong 174.12 \text{ kg}$$

Dal primo principio della termodinamica, considerando il volume della stanza come un sistema chiuso si ha:
 $Q - W = \Delta U$

$Q = 0$ perché la stanza è isolata

$W = \dot{W} \Delta t = -150 \cdot 36000 = 5400 \text{ kJ}$ è un lavoro in ingresso

Assumendo costante il calore specifico dell'aria nel range di temperatura ipotizzabile si ha pertanto:

$$-W = m \cdot c_v \Delta T \quad \text{con } c_v \cong 0.718 \text{ kJ/kg}$$

Sostituendo si ha:

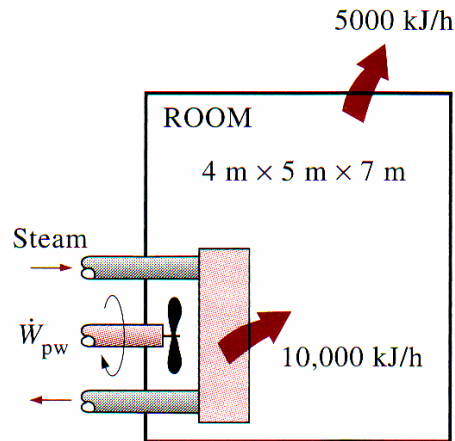
$$\Delta T = \frac{W}{m \cdot c_v} = 43 \text{ }^\circ\text{C}$$

La temperatura dell'aria della stanza, al rientro, sarà pertanto circa $58 \text{ }^\circ\text{C}$!

Esempio 10

Una stanza è riscaldata da un radiatore alimentato da vapore. Il radiatore ha una potenza di 10000 kJ/h e un ventilatore da 100 W viene utilizzato per distribuire l'aria calda nella stanza.

Le perdite di calore verso l'esterno sono quantificabili in 5000 kJ/h . Se la temperatura iniziale della stanza è di $10 \text{ }^\circ\text{C}$, determinare dopo quanto tempo il riscaldatore sarà in grado di assicurare una temperatura della stanza pari a $20 \text{ }^\circ\text{C}$.



Assumiamo una pressione all'interno della stanza pari a circa 100 kPa. Calcoliamo la massa d'aria contenuta nella stanza:

$$p_1 v_1 = RT_1 \quad \rightarrow \quad v_1 = \frac{RT_1}{p_1} \cong \frac{0.287 \cdot 288.15}{100} \cong 0.827 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$m = \frac{V}{v_1} \cong \frac{140}{0.827} \cong 169.3 \text{ kg}$$

Dal primo principio della termodinamica, considerando il volume della stanza come un sistema chiuso si ha:

$$Q - W = \Delta U$$

$$\dot{Q}\Delta t - \dot{W}\Delta t = m\Delta u = m \cdot c_v \Delta T$$

$$\Delta t = \frac{Q - W}{m \cdot c_v \Delta T} \cong \frac{5000 + 360}{169.3 \cdot 0.718 \cdot 10} \cong 4.4 \text{ h}$$

Esempio 11

Una massa di 15 kg di aria, posta all'interno di un cilindro su cui scorre un pistone, viene riscaldata da 25 a 77 °C tramite una resistenza elettrica attraversata da corrente e posta all'interno del cilindro. La pressione all'interno del cilindro, durante tutta la fase di riscaldamento, è mantenuta costante a 300 kPa mentre le perdite di calore verso l'esterno sono quantificabili in 60 kJ. Determinare l'energia elettrica che deve essere fornita durante il riscaldamento.

Indicato con W_b il lavoro al contorno e con W_e il lavoro prodotto dalla resistenza elettrica, si ha:

$$Q - W = \Delta E$$

$$-Q_{out} + W_e - W_b = \Delta U$$

Il lavoro al contorno, considerando un processo isobaro, vale:

$$W_b = p(V_2 - V_1)$$

$$W_e - Q_{out} = \Delta U + W_b = (U_2 + pV_2) - (U_1 + pV_1) = \Delta H = m(h_2 - h_1) = m \cdot c_p (T_2 - T_1)$$

$$W_e = Q_{out} + m \cdot c_p (T_2 - T_1) \cong 60 + 15 \cdot 1.005 \cdot 52 = 843.9 \text{ kJ} \quad \rightarrow \quad 843.9 \text{ kWs} \quad \rightarrow \quad 0.234 \text{ kWh}$$

Esempio 2 EES

Un dispositivo pistone cilindro e dotato di un arresto di fine corsa superiore. Inizialmente il cilindro contiene 3 kg di aria a 200 kPa e a 27 °C. Successivamente del calore viene introdotto nel sistema fino a che il pistone si arresta nella posizione limite superiore e la pressione all'interno del cilindro sia pari al doppio della pressione iniziale. Determinare il lavoro compiuto e l'ammontare di calore fornito durante il processo. Si rappresenti inoltre il processo in un diagramma $p-v$.

Equations Window

"The piston-cylinder device is treated as a closed system. We treat air as an ideal gas and will use the ideal gas property relations. The overall process is a combination of constant pressure and constant volume processes, see the diagram window for a sketch of the processes. We will also plot the actual P-v diagram as part of the solution."

"Input Data"

P[1] = 200 "[kPa]"
 T[1] = (27+273) "[K]"
 m=3 "[kg] constant mass, closed system"
 R_u=8.314 "[kJ/kmol-K]"
 R=R_u/molarmass(air) "[kJ/kg-K]"

V[1]=m"kg"*R"kJ/kg-K"*T[1]"K"/P[1]"kPa" "[m^3] note that comments (here units) can be placed within an equation."

"For process 1 to 2, P=constant until the piston hits the stops and V doubles "

"Process equations"

V[2]=2*V[1]
 P[2]=P[1]
 P[2]*V[2]/T[2]=P[1]*V[1]/T[1] "The combined ideal gas law for states 1 and 2 gives T[2]"

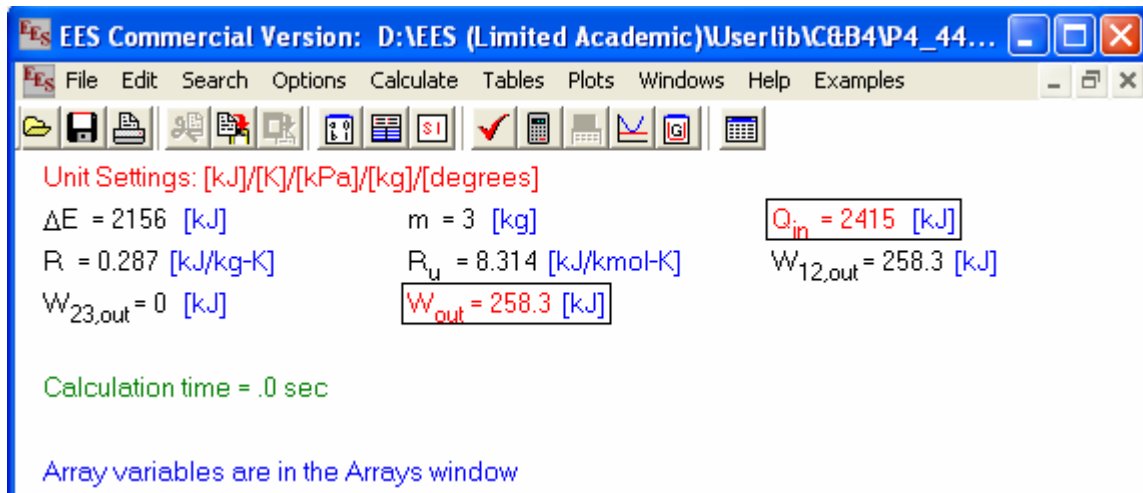
"For process 2 to 3, the piston is against the stops and V=const. and P doubles"

V[3]=V[2]
 P[3]=2*P[2]
 P[3]*V[3]/T[3]=P[2]*V[2]/T[2] "The combined ideal gas law for states 2 and 3 gives T[3]"
 spvol[1]=V[1]/m; spvol[2]=V[2]/m; spvol[3]=V[3]/m "specific volumes for plots"

"Conservation of Energy for the air, a closed system, we neglect Delta KE and Delta PE."

Q_in - W_out = DELTAE
 DELTAE=m*(u[3]-u[1])
 u[1]=intenergy(air, T=T[1]) "internal energy for air as an ideal gas, kJ/kg"
 u[3]=intenergy(air, T=T[3])
 W_out = W_12_out+W_23_out "[kJ] total work"
 W_12_out=P[1]*(V[2]-V[1]) "[kJ] constant pressure process"
 W_23_out=0 "[kJ] constant volume process"

SolutionWindow



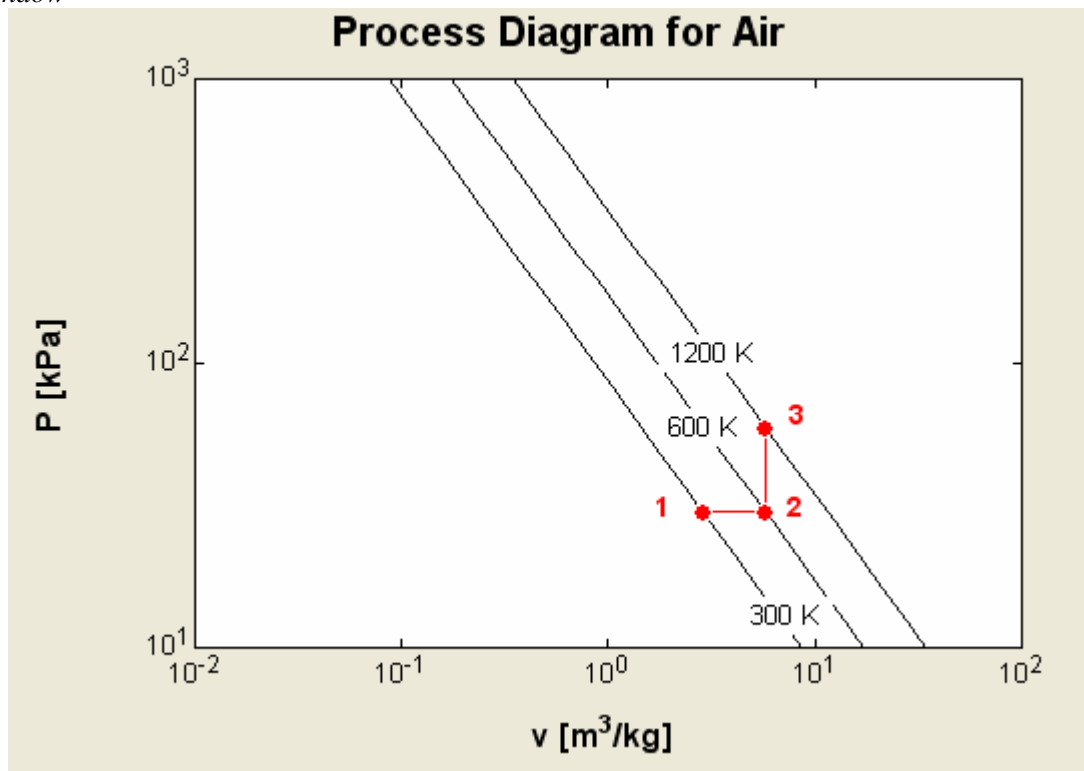
Array Window

EES Commercial Version: D:\EES (Limited Academic)\Userlib\C&B4\P4_44.ees - [Arrays Table]

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

	1	2	3	4	5
	P_i [kPa]	spvol _i [m ³ /kg]	T_i [K]	u_i [kJ/kg]	V_i [m ³]
[1]	200	0.4305	300	214.3	1.292
[2]	200	0.8611	600		2.583
[3]	400	0.8611	1200	933.1	2.583

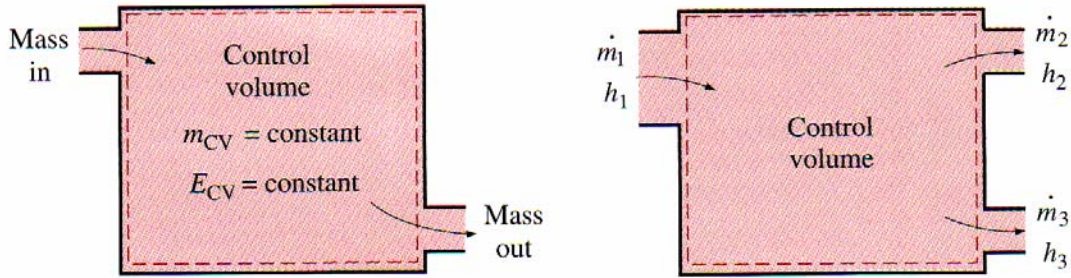
Plot Window



Il primo principio della termodinamica applicato ai sistemi aperti stazionari

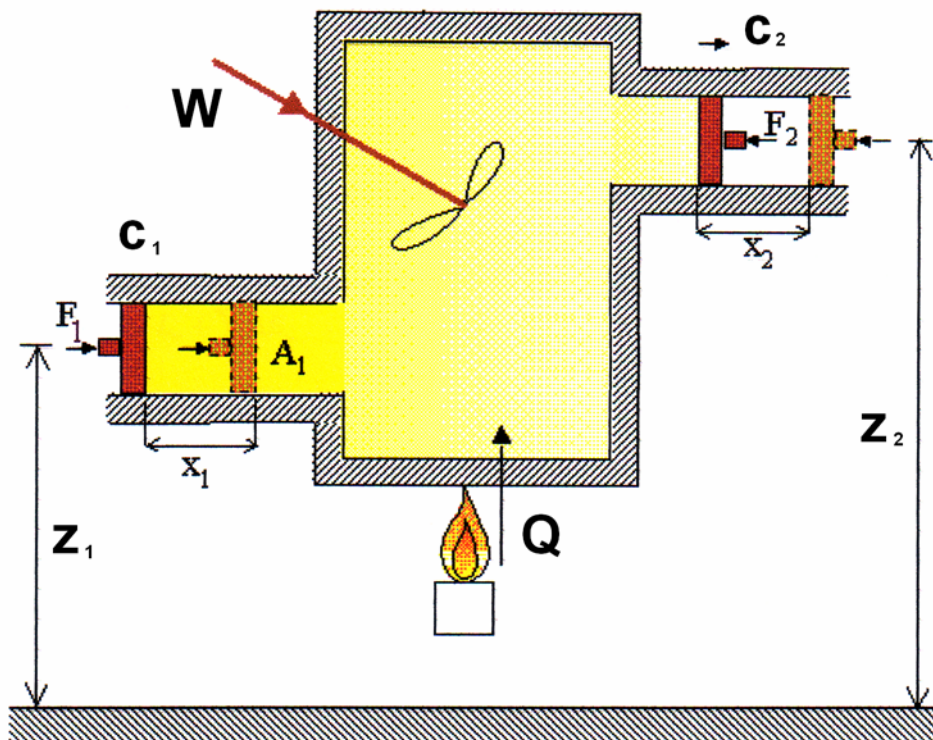
Numerose macchine (compressori, turbine, ugelli) operano, superata la fase di transitorio, in condizioni stabili nel tempo. In tali condizioni il volume V , la massa m e l'energia totale E contenute all'interno del volume di controllo si mantengono costanti. In particolare il lavoro di contorno W_b , in questi dispositivi, sarà sempre nullo.

Steady-flow conditions



Under steady-flow conditions, the mass and energy contents of a control volume remain constant.

Under steady-flow conditions, the fluid properties at an inlet or exit remain constant (do not change with time).



- | | | | |
|---|-------------------------|---|----------------------|
| 1 | ingresso fluido (inlet) | 2 | uscita fluido (exit) |
| c | velocità del fluido | | |

$$\dot{E}_{in} - \dot{E}_{exit} = \Delta E_{CV} = 0$$

$$\dot{Q}_{in} + \dot{W}_{in} + \dot{m}_{in} \left(\frac{c_{in}^2}{2} + gz_{in} + u_{in} \right) + p_{in} A_{in} c_{in} = \dot{Q}_e + \dot{W}_e + \dot{m}_e \left(\frac{c_e^2}{2} + gz_e + u_e \right) + p_e A_e c_e$$

$$\dot{Q}_{in} + \dot{W}_{in} + \dot{m}_{in} \left(\frac{c_{in}^2}{2} + gz_{in} + u_{in} \right) + p_{in} A_{in} c_{in} \frac{\Delta t}{\Delta t} = \dot{Q}_e + \dot{W}_e + \dot{m}_e \left(\frac{c_e^2}{2} + gz_e + u_e \right) + p_e A_e c_e \frac{\Delta t}{\Delta t}$$

$$\dot{Q}_{in} + \dot{W}_{in} + \dot{m}_{in} \left(\frac{c_{in}^2}{2} + gz_{in} + u_{in} \right) + \dot{m}_{in} p_{in} v_{in} = \dot{Q}_e + \dot{W}_e + \dot{m}_e \left(\frac{c_e^2}{2} + gz_e + u_e \right) + \dot{m}_e p_e v_e$$

$$\dot{Q}_{in} + \dot{W}_{in} + \dot{m}_{in} \left(\frac{c_e^2}{2} + gz_{in} \right) + \dot{m}_{in} u_{in} + \dot{m} p_{in} v_{in} = \dot{Q}_e + \dot{W}_e + \dot{m}_e \left(\frac{c_e^2}{2} + gz_e \right) + \dot{m}_e u_e + \dot{m}_e p_e v_e$$

$$\dot{Q}_{in} + \dot{W}_{in} + \dot{m}_{in} \left(u_{in} + p_{in} v_{in} + \frac{c_{in}^2}{2} + gz_{in} \right) = \dot{Q}_e + \dot{W}_e + \dot{m}_e \left(u_e + p_e v_e + \frac{c_e^2}{2} + gz_e \right)$$

$$\dot{Q}_{in} + \dot{W}_{in} + \dot{m}_{in} \left(h_{in} + \frac{c_{in}^2}{2} + gz_{in} \right) = \dot{Q}_e + \dot{W}_e + \dot{m}_e \left(h_e + \frac{c_e^2}{2} + gz_e \right)$$

Poiché la massa di fluido all'interno del volume di controllo deve rimanere costante, deve essere:

$$\dot{m} = \dot{m}_e = \dot{m}_{in}$$

Dividendo ambo i membri per \dot{m} si ottiene infine:

$$q_{in} + w_{in} + \dot{m}_{in} \left(h_{in} + \frac{c_{in}^2}{2} + gz_{in} \right) = q_e + w_e + \dot{m}_e \left(h_e + \frac{c_e^2}{2} + gz_e \right)$$

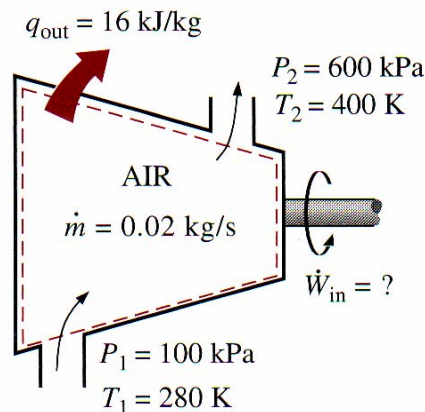
Assumendo come positivi i flussi di calore entranti e positivi i flussi di energia meccanica uscenti si ottiene:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} \left(h_e + \frac{c_e^2}{2} + gz_e \right) - \dot{m} \left(h_{in} + \frac{c_{in}^2}{2} + gz_{in} \right)$$

$$q - w = \left(h_e + \frac{c_e^2}{2} + gz_e \right) - \left(h_{in} + \frac{c_{in}^2}{2} + gz_{in} \right)$$

Esempio 12

Un flusso d'aria pari a 0.02 kg/s a 100 kPa e 280 K viene compresso in modo stazionario fino a 600 kPa e 400 K. Sapendo che durante il processo viene dispersa una quantità di calore pari a 16 kJ/kg, determinare la potenza del compressore nell'ipotesi che siano trascurabili sia la variazione di energia cinetica, sia la variazione di energia potenziale.



Dal primo principio, considerando il sistema aperto di figura si ha:

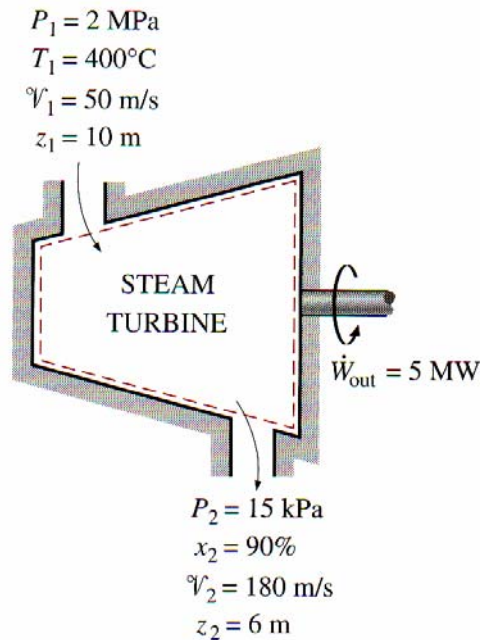
$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}(h_2 - h_1) \rightarrow -\dot{m}q - W = \dot{m}(400.98 - 280.13) \rightarrow \dot{W} = -2.74 \text{ kW (lavoro compiuto, speso)}$$

dove h_2 e h_1 sono tabellati

Esempio 13

La potenza all'albero di una turbina adiabatica a vapore è 5 MW, e le condizioni del vapore in ingresso e in uscita sono rappresentate in figura.

1. confronta i salti entalpici, cinetici e potenziali;
2. determina il lavoro per unità di massa svolto dal vapore sulla turbina;
3. determina il flusso di vapore.



Assumeremo la turbina come sistema. Attraverso di essa si instaura un flusso di massa. Ci troviamo pertanto di fronte a un sistema aperto. Poiché vi è un solo ingresso e una sola uscita deve essere:

$$\dot{m} = \dot{m}_2 = \dot{m}_1$$

Assumeremo inoltre che il processo sia in equilibrio e sia di tipo adiabatico.

All'ingresso il vapore è nelle seguenti condizioni:

$$p_1 = 2 \text{ Mpa}$$

$$T_1 = 400 \text{ }^\circ\text{C}$$

Il corrispondente valore dell'entalpia risulta tabellato (=enthalpyW(400+273.15,20):

$$h_1 \cong 3247.6 \text{ kJ/kg}$$

All'uscita dalla turbina avremo una miscela, a 15 kPa, costituita dal 10% di liquido e dal 90% da vapore.

L'entalpia del liquido e del vapore risultano tabellate.

$$=enthalpySatLiqPW(0.15) \quad 225.9 \text{ kJ/kg} \quad =enthalpySatVapPW(0.15) \quad 2598.3 \text{ kJ/kg}$$

Il contenuto entalpico della miscela in uscita sarà pertanto:

$$h_2 = 0.1 \cdot 225.9 + 0.9 \cdot 2598.3 \cong 2362 \text{ kJ/kg}$$

I salti entalpici, cinetici e potenziali valgono pertanto:

$$\begin{cases} \Delta h = h_2 - h_1 \cong -886 \text{ kJ/kg} \\ \Delta E_c = \frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2) \cong 14.95 \text{ kJ/kg} \\ \Delta E_p = g(z_2 - z_1) \cong -0.04 \text{ kJ/kg} \end{cases}$$

Con riferimento ad un sistema aperto sottoposto ad una evoluzione adiabatica, il primo principio della termodinamica permette di scrivere il seguente bilancio:

$$-\dot{W} = \dot{m} \left(h_2 + \frac{c_2^2}{2} + gz_2 \right) - \dot{m} \left(h_1 + \frac{c_1^2}{2} + gz_1 \right)$$

dividendo ambo i membri per \dot{m} si ha:

$$-w = \left(h_2 + \frac{c_2^2}{2} + gz_2 \right) - \left(h_1 + \frac{c_1^2}{2} + gz_1 \right) = \Delta h + \Delta E_c + \Delta E_p$$

da cui:

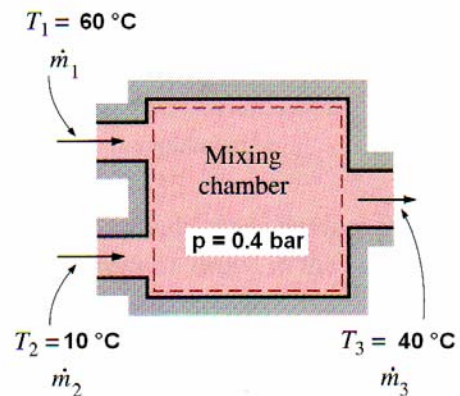
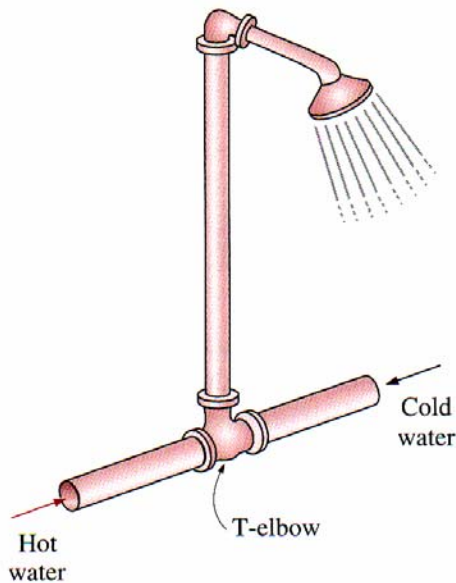
$$w \cong -(-886 + 14.95 - 0.04) = 871 \text{ kJ/kg} \quad (\text{lavoro uscente, utilizzato})$$

La portata massica richiesta risulta pertanto:

$$\dot{m} = \frac{\dot{W}}{w} = \frac{5000}{871} \cong 5.74 \text{ kg/s}$$

Esempio 14

Una doccia è alimentata da un miscelatore in cui entra acqua calda a 60°C e acqua fredda a 10°C. Determinare il rapporto tra il flussi di acqua calda e fredda che devono essere convogliati dal miscelatore alla doccia qualora si desideri essere investiti da un getto d'acqua a 40 °C. Si trascurino le eventuali perdite di calore e si supponga che la miscelazione avvenga a 0.4 bar.



The T-elbow of an ordinary shower serves as the mixing chamber for the hot- and the cold-water streams.

Trascurando le variazioni di energia potenziale e cinetica, dal primo principio si ottiene:

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3 \quad \dot{W} = 0; \quad \dot{Q} = 0$$

Per la conservazione della massa:

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) h_3$$

Dividendo per \dot{m}_2 :

$$y h_1 + h_2 = (1 + y) h_3 \quad \text{con } y = \dot{m}_1 / \dot{m}_2$$

$$y = \frac{h_3 - h_2}{h_1 - h_3}$$

Le entalpie in ingresso e in uscita sono tabellate:

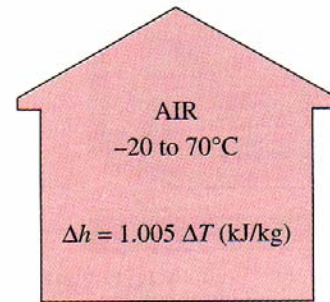
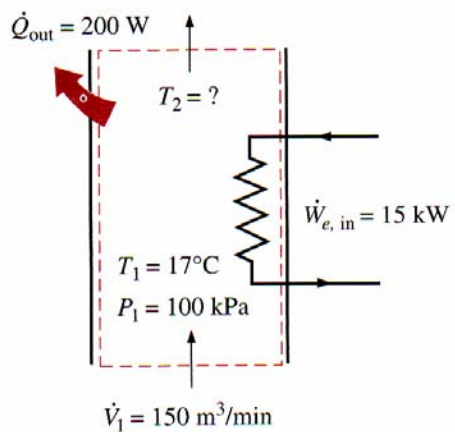
h_3	=enthalpyW(273.15+40, 0.4)	167.57	kJ/kg
h_2	=enthalpyW(273.15+10, 0.4)	42.06	kJ/kg
h_1	=enthalpyW(273.15+60, 0.4)	251.17	kJ/kg

$$y = \frac{167.57 - 42.06}{251.17 - 167.57} \cong 1.5$$

Il flusso di acqua calda deve essere 1.5 volte il flusso di acqua fredda.

Esempio 15

Una casa viene riscaldata elettricamente da un impianto ad aria calda con una potenza di 15 kW. Il riscaldatore elabora una portata d'aria di 150 m³/min. Sapendo che nel riscaldatore entra aria a 17°C e alla pressione di 100 kPa, determinare la temperatura dell'aria riscaldata nell'ipotesi dal riscaldatore si disperdano 200 W verso l'ambiente.



The error involved in $\Delta h = C_p \Delta T$, where $C_p = 1.005 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$, is less than 0.5 percent for air in the temperature range -20 to 70°C .

Determiniamo, dall'equazione di stato dei gas perfetti, il volume specifico dell'aria nelle condizioni di ingresso:

$$p_1 v_1 = RT_1$$

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

La portata massica vale pertanto:

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}}{v_1} = \frac{150}{0.832} \cong 3 \text{ kg/s}$$

Dal primo principio della termodinamica, trascurando i termini cinetici e potenziali, si ha:

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

Considerando costante il calore specifico dell'aria nel range di temperatura ipotizzabile, si ha:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} \cdot c_p \Delta T$$

$$\dot{Q} = -200 \text{ W} \quad \text{calore in uscita}$$

$$\dot{W} = -150 \text{ kW} \quad \text{lavoro in ingresso}$$

$$c_p \cong 1.005 \text{ kJ/(kg K)}$$

da cui

$$\Delta T = \frac{15 - 0.2}{3 \cdot 1.005} \cong 5 \text{ }^\circ\text{C}$$

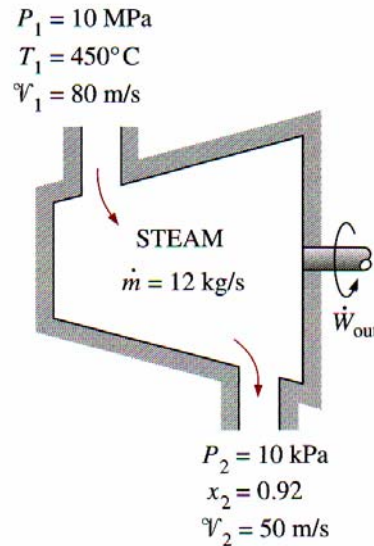
La temperatura finale dell'aria risulta pertanto $T_2 \cong 22 \text{ }^\circ\text{C}$

Esempio 16

Un flusso di vapore attraversa una turbina adiabatica. Le condizioni del vapore in ingresso e uscita sono rappresentate in figura.

Determinare:

1. la variazione di energia cinetica;
2. la potenza sviluppata dalla turbina;
3. la sezione di ingresso della turbina.



La variazione di energia cinetica vale:

$$\Delta E_c = \frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2) \cong -1.95 \text{ kJ/kg}$$

La potenza sviluppata dalla turbina, trascurando i termini cinetici e potenziali vale:

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

Le entalpie del vapore sono tabellate:

h_1	=enthalpyW(450+273.15,900)	3242.3	kJ/kg
h_{2L}	=enthalpySatLiqPW(10)	192	kJ/kg
h_{2V}	=enthalpySatVapPW(10)	2584	kJ/kg

L'entalpia al punto 2 si determina considerando il titolo di vapore:

$$h_2 = 0.08 \cdot h_{2L} + 0.92 \cdot h_{2V} \cong 2393 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{W} = 0.12 \cdot (3242.3 - 2393) \cong 10.2 \text{ MW}$$

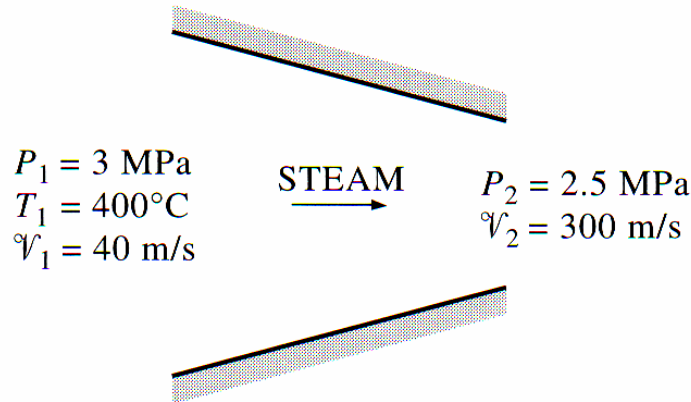
Il volume specifico del vapore in ingresso vale: $v_1 \cong 0.0298 \text{ m}^3/\text{kg}$. La sezione di ingresso vale quindi:

$$A_1 = \dot{m} \frac{v_1}{c_1} = 0.12 \frac{0.0298}{80} \cong 0.00446 \text{ m}^2$$

Esempio 3 EES

Steam at 3 MPa and 400 C enters an adiabatic nozzle steadily with a velocity of 40 m/s and leaves at 2.5 MPa and 300 m/s. Determine

- (a) the exit temperature and
- (b) the ratio of the inlet to exit area A_1/A_2 .



Equations Window

"The problem is extended by specifying a mass flow rate and by being able to select different fluids."

```
Function HCal(WorkFluid$, Tx, Px)
"Function to calculate the enthalpy of an ideal gas or real gas"
If 'Air' = WorkFluid$ then
  HCal:=ENTHALPY('Air',T=Tx) "Ideal gas equ."
else
  HCal:=ENTHALPY(WorkFluid$,T=Tx, P=Px)"Real gas equ."
endif
end HCal
```

\$Array off "This command will place all array variables in the solutions window."

"System: control volume for the nozzle.

Process: Steady state, steady flow, adiabatic, no work"

"Knowns "

```
WorkFluid$ = 'Steam'
T[1] = 400 "[C"
P[1] = 3000 "[kPa]"
Vel[1] = 40 "[m/s]"
P[2] = 2500 "[kPa]"
Vel[2] = 300 "[m/s]"
m_dot[1]=0.05 "[kg/s]"
```

"! If the diagram window is not hidden, then the above 6 equations must be commented out. When the diagram window is visible, the values of these 6 variables are obtain from the input diagram."

"Property Data - since the Enthalpy function has different parameters for ideal gas and real fluids, a function was used."

```
h[1]=HCal(WorkFluid$,T[1],P[1]) "[kJ/kg]"
h[2]=HCal(WorkFluid$,T[2],P[2]) "[kJ/kg]"
```

"The Volume function has the same form for an ideal gas as for a real fluid."

$$v[1]=\text{volume}(\text{workFluid}\$,T=T[1],p=P[1])$$

$$v[2]=\text{volume}(\text{WorkFluid}\$,T=T[2],p=P[2])$$

"Conservation of mass: "

$$m_dot[1]=m_dot[2]$$

"Mass flow rate"

$$m_dot[1]=A[1]*Vel[1]/v[1]$$

$$m_dot[2]=A[2]*Vel[2]/v[2]$$

"Conservation of Energy - SSSF energy balance"

$$h[1]+Vel[1]^2/2*Convert(J, kJ) = h[2]+Vel[2]^2/2*Convert(J, kJ)$$

"Note the need to convert KE to kJ"

"Definition"

$$A_ratio=A[1]/A[2]$$

Solutions Window

EES Commercial Version: D:\EES (Limited Academic)\Userlib\C&B4\p4_65...

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

Unit Settings: [kJ]/[C]/[kPa]/[kg]/[degrees]

$A_1 = 0.0001242$ [m ²]	$A_2 = 0.00001922$ [m ²]	$A_{ratio} = 6.462$
$h_1 = 3231$ [kJ/kg]	$h_2 = 3187$ [kJ/kg]	$\dot{m}_1 = 0.05$ [kg/s]
$\dot{m}_2 = 0.05$ [kg/s]	$P_1 = 3000$ [kPa]	$P_2 = 2500$ [kPa]
$T_1 = 400$ [C]	$T_2 = 376.6$ [C]	$v_1 = 0.09935$ [m ³ /kg]
$v_2 = 0.1153$ [m ³ /kg]	$Vel_1 = 40$ [m/s]	$Vel_2 = 300$ [m/s]
WorkFluid\$ = 'Steam'		

Calculation time = .0 sec

Arrays Window

EES Commercial Version: D:\EES (Limited Academic)\Userlib\C&B4\p4_65.ees - [Arrays Table]

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

	1	2	3	4	5	6	7
	A_i [m ²]	h_i [kJ/kg]	\dot{m}_i [kg/s]	P_i [kPa]	T_i [C]	v_i [m ³ /kg]	Vel_i [m/s]
[1]	0.0001242	3231	0.05	3000	400	0.09935	40
[2]	0.00001922	3187	0.05	2500	376.6	0.1153	300

Il primo principio della termodinamica applicato ai sistemi aperti non stazionari

Molti processi coinvolgono variazioni, nel tempo, all'interno del volume di controllo. Tali processi vengono definiti processi a flusso non stazionario (unsteady-flow processes or transient-flow processes).

Quando si esamina un processo non stazionario è importante valutare le eventuali variazioni di massa e di energia all'interno del volume di controllo.

Rispetto al bilancio di energia computato a proposito dei sistemi aperti stazionari ora dovremo tenere conto anche degli squilibri tra la massa entrante e la massa uscente.

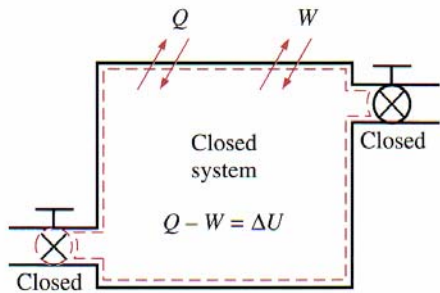
Nei sistemi non stazionari deve valere la seguente relazione:

$$m_{in} - m_{out} = \Delta m_{system}$$

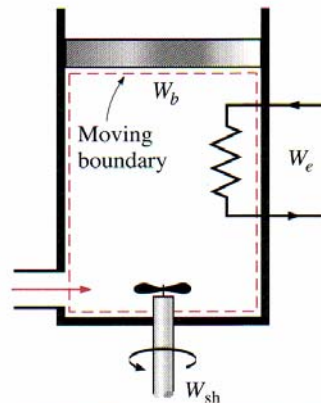
Il bilancio di energia può essere così espresso:

$$(Q_{in} + W_{in} + \sum m_i \theta_i) - (Q_{out} + W_{out} + \sum m_e \theta_e) = m_2 e_2 - m_1 e_1$$

dove $\theta = h + E_c + E_p$ è l'energia, per unità di massa, del flusso in ingresso e uscita ed $e = u + E_c + E_p$ è l'energia, per unità di massa, del fluido all'interno del volume di controllo. m_2 è la massa di fluido nelle condizioni finali all'interno del volume di controllo, m_1 è la massa di fluido nelle condizioni iniziali all'interno del volume di controllo.



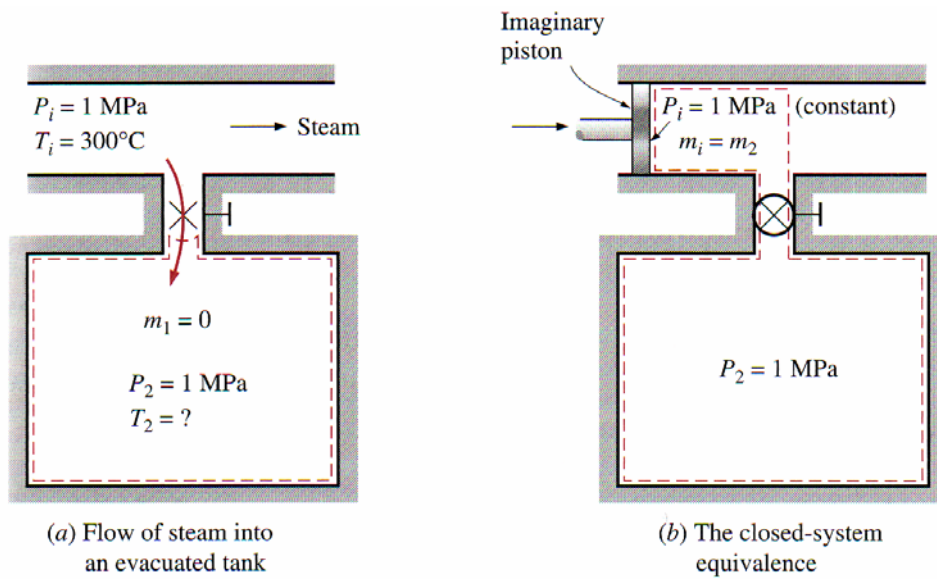
The energy equation of a uniform-flow system reduces to that of a closed system when all the inlets and exits are closed.



An uniform-flow system may involve electrical, shaft, and boundary work all at once.

Esempio 17

Un contenitore rigido è inizialmente vuoto, successivamente viene connesso tramite l'apertura di una valvola ad una linea di vapore a 300 °C e 1 MPa. Quando la pressione all'interno del contenitore raggiunge la pressione di 1 MPa la valvola viene richiusa. Determinare la temperatura finale del vapore nel contenitore.



Scriviamo l'equazione di bilancio delle masse:

$$m_{in} - m_{out} = \Delta m_{system} \quad \text{con } m_{out} = 0$$

$$m_{in} = m_2$$

Scriviamo il bilancio delle energie

$$(Q_{in} + W_{in} + \sum m_i \theta_i) - (Q_{out} + W_{out} + \sum m_e \theta_e) = m_2 e_2 - m_1 e_1$$

Ricordiamo che nel nostro caso:

$$W = Q = 0 \quad \Delta E_c = \Delta E_p \cong 0 \quad m_1 = 0$$

Dato poi che non vi è uscita, si ha:

$$m_{in} h_{in} = m_2 u_2 \quad \text{ma } m_{in} = m_2 \rightarrow h_{in} = u_2$$

In altri termini, l'energia interna finale del vapore nel serbatoio è pari al contenuto entalpico del vapore in ingresso.

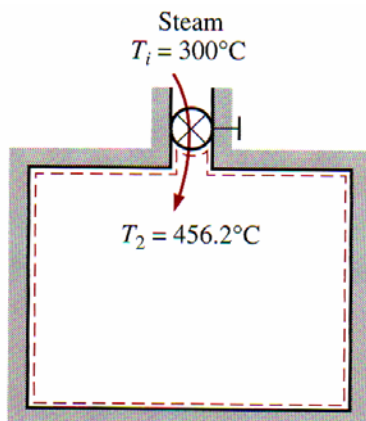
$$h_i = \text{enthalpy}(300+273.15, 10) \quad 3052 \quad \text{kJ/kg}$$

$$\text{Quindi } u_2 = 3052 \quad \text{kJ/kg}$$

Nota p_2 possiamo, dalle tabelle ricavare la temperatura del vapore:

$$T_2 \cong 456 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Può risultare sorprendente che la temperatura del vapore all'interno del serbatoio sia maggiore della temperatura del vapore in ingresso. Una volta che il flusso di vapore cessa di esistere all'interno del volume di controllo, la sua energia viene convertita in energia interna giustificando pienamente l'incremento di temperatura.



The temperature of steam rises from 300 to 456.2°C as it enters a tank as a result of flow energy being converted to internal energy.

Il problema proposto in questo esempio può risolversi anche considerando un sistema chiuso che sia dotato di un pistone immaginario. Durante il processo, il movimento del pistone assicura un flusso di vapore nel serbatoio ad una pressione costante di 1 MPa. Il lavoro al contorno compiuto dal pistone durante il processo (isobarico) vale:

$$W_b = -\int_1^2 p_i dV = -p_i (V_2 - V_1) = -p_i (V_{serb} - (V_{serb} + V_i)) = p_i V_i$$

dove p_i e V_i sono rispettivamente la pressione e il volume occupato dal fluido prima del suo ingresso nel serbatoio.

Ricordando il primo principio della termodinamica con riferimento ai sistemi chiusi, si ha:

$$W_b = \Delta U$$

$$m_i p_i V_i = m_2 u_2 - m_1 u_1$$

Poiché $m_i = m_2$ si ottiene:

$$u_2 = u_i + p_i v_i = h_i$$

Come in precedenza, l'energia interna finale del vapore nel serbatoio è pari al contenuto entalpico del vapore in ingresso.

Esempio 18

Una pentola a pressione è un dispositivo che permette una cottura più rapida dei cibi mantenendo, durante la cottura, una pressione e una temperatura più elevate di quanto consentito da una pentola ordinaria.

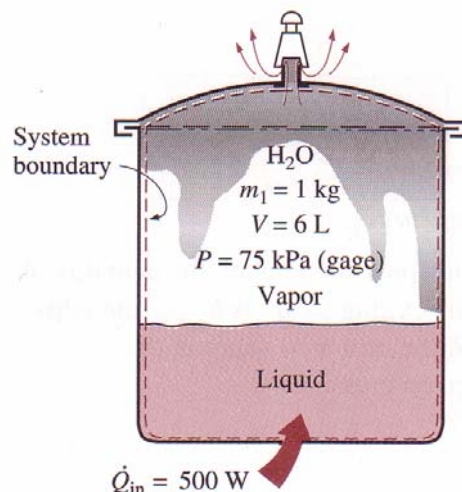
La pressione all'interno della pentola è regolata da una valvola che consente la fuoriuscita periodica di vapore in modo evitare pericolose sovrappressioni.

La pentola a pressione, in genere, mantiene al suo interno una pressione media di 2 atm (o 3 ata) e una temperatura di 120 °C. In tali condizioni il tempo di cottura si riduce del 70% con una minimizzazione delle perdite dei nutrienti.

Supponiamo ora che una pentola a pressione abbia una capacità di 6 l e operi con una pressione media di 75 kPa. Inizialmente la pentola contiene 1 kg di acqua e viene adagiata su di una piastra elettrica, in grado di trasferire una potenza di 500 W. Trenta minuti dopo che si è raggiunta la pressione di lavoro (la valvola inizia a sfiatare) la cottura viene ultimata.

Determinare:

1. la temperatura di cottura;
2. la massa d'acqua rimasta nella pentola alla fine del processo di cottura.



La pressione assoluta all'interno della pentola vale:

$$p_a = p_{pent} + p_{atm} = 75 + 100 = 175 \text{ kPa}$$

La temperatura all'interno della pentola sarà pari alla corrispondente temperatura di saturazione:

$$T_{sat \text{ 175 kPa}} = t_{SatW}(1.75) \quad 389.2 \text{ K} \quad 116 \text{ °C}$$

Scriviamo il bilancio delle masse:

$$m_i - m_e = \Delta m_{system} \rightarrow m_e = (m_1 - m_2)_{CV}$$

Scriviamo il bilancio delle energie:

$$E_{in} - E_{out} = \Delta E_{system}$$

Poiché $W = 0$ e $\Delta E_c \cong \Delta E_p \cong 0$, otteniamo:

$$Q_{in} - m_e h_e = (m_2 u_2 - m_1 u_1)_{CV}$$

Sostituendo l'espressione di m_e ricavata dal bilancio delle masse si ottiene:

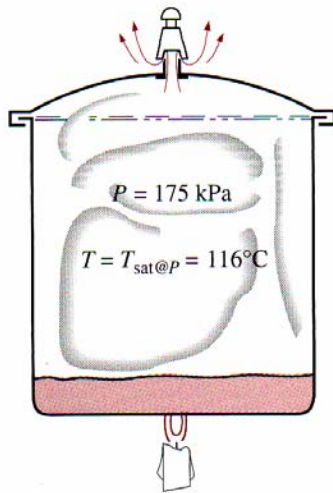
$$Q_{in} = (m_1 - m_2) h_e + (m_2 u_2 - m_1 u_1)_{CV}$$

La quantità di calore Q_{in} trasferita durante il processo vale:

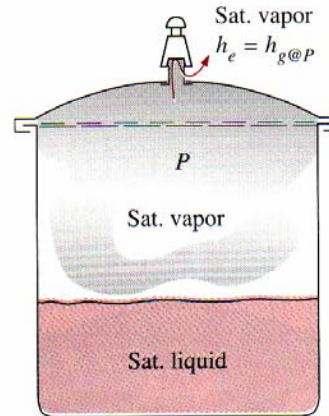
$$Q_{in} = \dot{Q}_{in} \Delta t = 0.5 \cdot 30 \cdot 60 = 900 \text{ kJ}$$

Il vapore esce dalla valvola in condizioni di vapore saturo a 175 kPa, pertanto la sua entalpia vale:

$$h_e = \text{enthalpySatVapPW}(1.75) \quad 2700 \text{ kJ/kg}$$



As long as there is liquid in a pressure cooker, the saturation conditions exist and the temperature remains constant at the saturation temperature.



In a pressure cooker, the enthalpy of the exiting steam is $h_{g@P}$ (enthalpy of the saturated vapor at the given pressure).

Per calcolare l'energia interna iniziale dell'acqua dobbiamo determinare il corrispondente titolo di vapore. Il volume specifico della miscela acqua vapore, nelle condizioni iniziali vale :

$$v_1 = \frac{V}{m_1} = \frac{0.006}{1} = 0.006 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Il titolo x della miscela vale pertanto:

$$v_1 = (1-x)v_L + x \cdot v_v$$

$$x = \frac{v_1 - v_L}{v_v - v_L}$$

dove v_L e v_v sono rispettivamente i volumi specifici (tabellati) del liquido e del vapore in condizioni di saturazione.

$$v_L = 1/(\text{densSatLiqPW}(1.75)) \quad 0.001 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$v_v = 1/(\text{densSatVapPW}(1.75)) \quad 1.004 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Sostituendo i valori numerici si ottiene $x \cong 0.005$

L'energia interna, allo stato iniziale è quindi facilmente ricavabile una volta note le energie interne del liquido e del vapore in condizioni di saturazione. Si ha infatti:

$$u_1 = (1-x)u_L + x \cdot u_V$$

Le energie interne di liquido e vapore in condizioni di saturazione sono tabellate:

$$u_L = \text{energySatLiqPW}(1.75) = 486.8 \text{ kJ/kg}$$

$$u_V = \text{energySatVapPW}(1.75) = 2524.5 \text{ kJ/kg}$$

Sostituendo i valori numerici si ottiene:

$$u_1 \cong 497 \text{ kJ/kg} \quad U_1 = m_1 u_1 = 497 \text{ kJ}$$

La massa del sistema nelle condizioni finale vale:

$$m_2 = \frac{V}{v_2}$$

Sostituendo questo valore nell'espressione del bilancio energetico si ottiene:

$$Q_{in} = \left(m_1 - \frac{V}{v_2} \right) h_e + \left(\frac{V}{v_2} u_2 - m_1 u_1 \right)$$

Abbiamo, alla fine, una equazione di governo con due incognite v_2 e u_2 .

Dobbiamo trovare una relazione tra v_2 e u_2 . Nell'ipotesi che, al termine del processo, permanga ancora un certo quantitativo di liquido, indicato con x_2 il titolo della miscela nelle condizioni finali, possiamo scrivere:

$$\begin{cases} v_2 = (1-x_2)v_L + x_2 \cdot v_V \\ u_2 = (1-x_2)u_L + x_2 \cdot u_V \end{cases}$$

Sostituendo queste due relazioni nell'ultima espressione del bilancio energetico si ottiene una equazione nella sola incognita x_2 .

$$Q_{in} = \left(m_1 - \frac{V}{(1-x_2)v_L + x_2 \cdot v_V} \right) h_e + \left(\frac{V}{(1-x_2)v_L + x_2 \cdot v_V} ((1-x_2)u_L + x_2 \cdot u_V) - m_1 u_1 \right)$$

A conti fatti risulta:

$$x_2 \cong 0.009$$

Il volume specifico della miscela nelle condizioni finali vale pertanto:

$$v_2 = (1-x_2)v_L + x_2 \cdot v_V \cong (1-0.009) \cdot 0.001 + 0.009 \cdot 1.004 \cong 0.01 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Quindi la massa di miscela (liquido + vapore), nelle condizioni finali, vale:

$$m_2 = \frac{V}{v_2} = \frac{0.006}{0.01} = 0.6 \text{ kg}$$

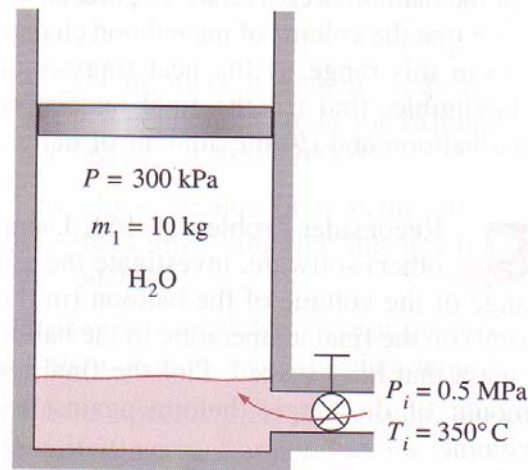
La miscela è costituita da 0.5946 kg di acqua allo stato liquido e da 0.0054 kg di acqua allo stato di vapore.

Esempio 19

Un pistone mantiene all'interno di un cilindro verticale una pressione costante di 300 kPa. All'interno del cilindro, nelle condizioni iniziali, è contenuta una massa di 10 kg di acqua di cui 8 kg allo stato di vapore. Successivamente si apre una valvola di alimentazione e si consente l'ingresso, nel sistema, di vapore alla temperatura di 350 °C e alla pressione di 0.5 MPa, fino a consentire l'evaporazione di tutto il liquido presente.

Determinare:

1. la temperatura finale all'interno del cilindro;
2. la massa di vapore che è stata immessa per completare il processo di vaporizzazione.



La temperatura finale all'interno del cilindro corrisponde alla temperatura di saturazione nelle condizioni finali:

$$T_2 = -273.15 + t_{\text{SatW}}(3) = 133.6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Il sistema non è ovviamente stazionario. Scriviamo pertanto sia il bilancio delle masse, sia il bilancio delle energie.

$$m_i - m_e = \Delta m_{\text{system}}$$

$$m_i = m_2 - m_1 \quad \text{con } m_1 = 10 \text{ kg}$$

$$E_{in} - E_e = \Delta E_{\text{system}}$$

$$(Q_{in} + W_{in} + \sum m_i \theta_i) - (Q_{out} + W_{out} + \sum m_e \theta_e) = m_2 e_2 - m_1 e_1$$

da cui:

$$m_i h_i = m_2 h_2 - m_1 h_1$$

$$m_i h_i = (m_1 + m_i) h_2 - m_1 h_1$$

$$m_i = m_1 \frac{h_2 - h_1}{h_i - h_2} \cong 9.76 \text{ kg}$$

$$h_1 = \text{enthalpySatVapPW}(3) = 2724.8 \text{ kJ/kg} \quad = \text{enthalpySatLiqPW}(3) = 561.45 \text{ kJ/kg}$$

$$h_1 = 2724.8 \cdot 0.8 + 561.45 \cdot 0.2 \cong 2292 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = \text{enthalpySatVapPW}(3) = 2724.8 \text{ kJ/kg}$$

$$h_i = \text{enthalpyW}(273.15 + 350, 5) = 3168 \text{ kJ/kg}$$

Esempio 20

Le valvole a strozzamento (throttling valves – valvola di laminazione) sono dei dispositivi che causano una significativa caduta di pressione nel fluido che le attraversa.

Quando un fluido attraversa una valvola di strozzamento è sottoposto ad un processo che in prima approssimazione può ritenersi adiabatico ($q = 0$); infatti non c'è tempo sufficiente né un'area di scambio adeguate a consentire un apprezzabile scambio termico.

Inoltre possono essere trascurabili sia le variazioni di energia potenziale, sia le variazioni di energia cinetica.

Con queste assunzioni è immediato riconoscere, dal primo principio delle termodinamica applicato ad un sistema aperto, che le entalpie del fluido a monte e valle della valvola devono essere approssimativamente uguali.

$$h_2 \cong h_1$$

Questo processo prende il nome di **laminazione**.

Si consideri il seguente problema.

Del refrigerante 134a entra in un tubo capillare di un refrigeratore in condizioni di liquido saturo alla pressione di 0.8 MPa ed esce con una pressione di 0.12 Mpa.
 Determinare il titolo del refrigerante e la caduta di temperatura che viene a realizzarsi nel processo.

Nelle condizioni di ingresso si ha:

$$p_1 = 0.8 \text{ Mpa} \quad (\text{liquido saturo})$$

Dalle tabelle si ricavano i valori temperatura ed entalpia

$$T_1 = 31.33 \text{ }^\circ\text{C} \quad h_1 = 93.42 \text{ kJ/kg}$$

Nelle condizioni di uscita si ha:

$$p_2 = 0.12 \text{ Mpa} \quad h_2 \cong h_1$$

Alla pressione p_2 la temperatura di saturazione, le entalpie di liquido e vapore sono ricavabili dalle tabelle.

$$h_{sL \ 0.2 \text{ MPa}} \leq h_2 \leq T_{sat \ 0.2 \text{ MPa}} \cong -22.36 \text{ }^\circ\text{C} \quad h_{sL \ 0.2 \text{ MPa}} \cong 21.32 \text{ kJ/kg} \quad h_{sV \ 0.2 \text{ MPa}} \cong 233.86 \text{ kJ/kg}$$

Poiché

$$h_{sL \ 0.2 \text{ MPa}} \leq h_2 \leq h_{sV \ 0.2 \text{ MPa}}$$

Il refrigerante, nelle condizioni finali, si troverà in parte in forma liquida e in parte sotto forma di vapore. Il titolo del vapore vale:

$$x = \frac{h_2 - h_{sL \ 0.2 \text{ MPa}}}{h_{sV \ 0.2 \text{ MPa}} - h_{sL \ 0.2 \text{ MPa}}} \cong 0.339$$

Poiché nelle condizioni finali il refrigerante (miscela liquido e vapore) si trova alla pressione di 0.12 MPa, la sua temperatura non potrà essere che la temperatura di saturazione alla pressione di 0.2 MPa. Ovvero:

$$T_2 \cong -22.36 \text{ }^\circ\text{C}$$

La temperatura del refrigerante ha subito una caduta di $-59.69 \text{ }^\circ\text{C}$ durante il processo di laminazione.

E' da notare inoltre che ben il 33.9% del refrigerante si è vaporizzato durante la laminazione e l'energia necessaria a completare tale vaporizzazione è stata prelevata dal refrigerante stesso che quindi si ritrova, alla fine, con una temperatura molto più bassa rispetto alle condizioni iniziali.

Esempio 4 EES

Refrigerant-134a at 800 kPa and 25 C is throttled to a temperature of -20 C. Determine the pressure and internal energy of the refrigerant at the final state.

Equation Window

"Input information"

Refrig\$='R134a'	"refrigerant: iso R134a "
P_in=800	"[kPa]"
T_in=25	"[C]"
T_out=-20	"[C]"

\$Warning off

"Analysis"

m_dot_in=m_dot_out	"steady-state mass balance"
m_dot_in=1	"mass flow rate is arbitrary"
m_dot_in*h_in-m_dot_out*h_out+Q_dot-W_dot=0	"steady-state energy balance"
Q_dot=0	"assume the throttle to operate adiabatically"
	"throttles do not have any means of producing power"
h_in=enthalpy(Refrig\$,T=T_in,P=P_in)	"property valuation"
P_out=pressure(Refrig\$,T=T_out,h=h_out)	"property valuation"
u_out=intEnergy(Refrig\$,T=T_out,h=h_out)	"property valuation"
x_out=quality(Refrig\$,T=T_out,h=h_out)	"x_out is the quality at the outlet"

P[1]=P_in; P[2]=P_out; h[1]=h_in; h[2]=h_out "use arrays to place points on property plot"

Solutions Window

EES Commercial Version: D:\EES (Limited Academic)\Userlib\C&B4\p4_97...

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

Unit Settings: [kJ]/[C]/[kPa]/[kg]/[degrees]

$h_{in} = 86.41$ [kJ/kg]	$h_{out} = 86.41$ [kJ/kg]	$\dot{m}_{in} = 1$ [kg/s]
$\dot{m}_{out} = 1$ [kg/s]	$P_{in} = 800$ [kPa]	$P_{out} = 132.8$ [kPa]
$\dot{Q} = 0$ [kW]	Refrig\$ = 'R134a'	$T_{in} = 25$ [°C]
$T_{out} = -20$ [°C]	$u_{out} = 80.74$ [kJ/kg]	$\dot{W} = 0$ [kW]
$x_{out} = 0.2861$		

Calculation time = .0 sec

Array variables are in the Arrays window

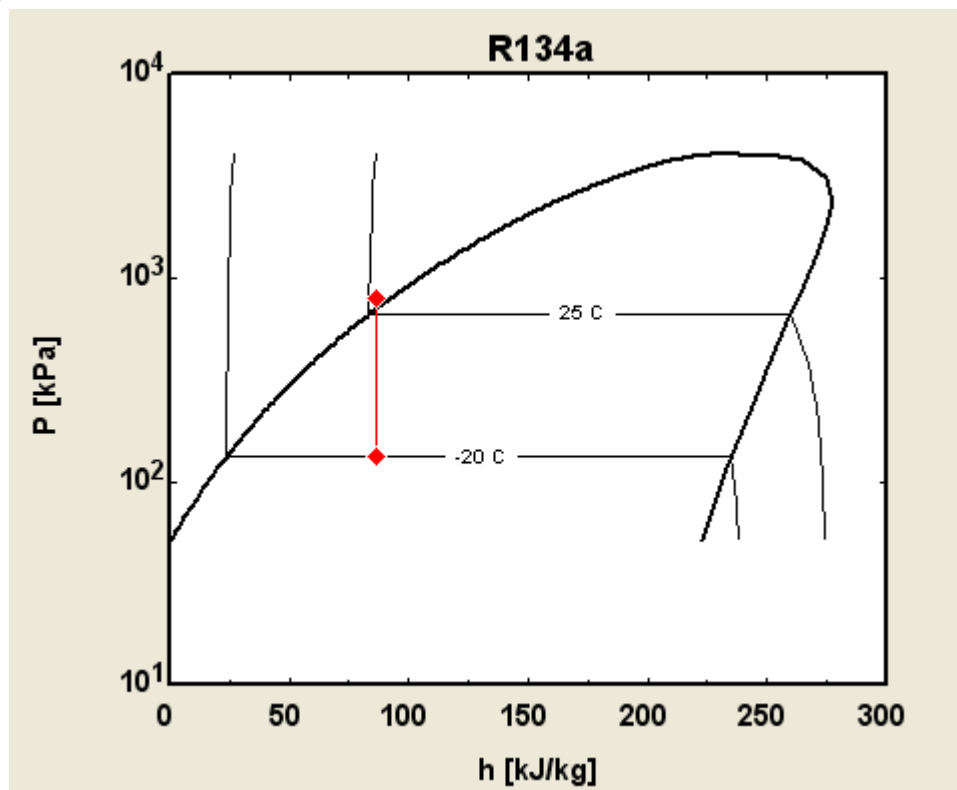
Array Window

EES Commercial Version: D:\EES (Limited Academic)\Userlib\C&B4\p4_97...

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

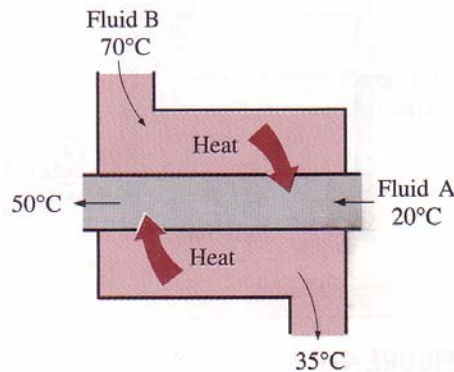
	1	2
h_i		P_i
	[kJ/kg]	[kPa]
[1]	86.41	800
[2]	86.41	132.8

Plot Window



Scambiatori di calore

Sono dispositivi all'interno dei quali due correnti di fluido scambiano calore senza miscelarsi. Il più semplice scambiatore di calore è costituito da due tubi concentrici come sottorappresentato.



A heat exchanger can be as simple as two concentric pipes.

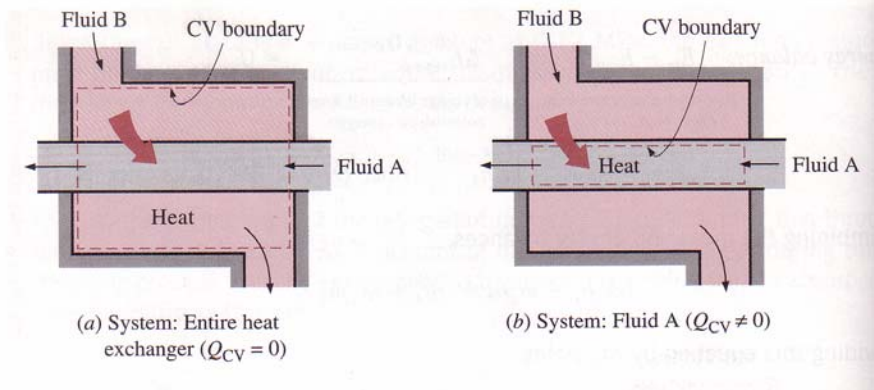
Negli scambiatori di calore sarà di solito lecito fare le seguenti assunzioni:

$$w = 0 \quad \Delta E_c = 0 \quad \Delta E_p = 0$$

Il calore scambiato dipende dalla definizione del volume di controllo. Se per volume di controllo scegliamo l'intero scambiatore, il flusso di calore sarà zero o trascurabile dato che le pareti dello scambiatore sono termicamente isolate.

Se invece per volume di controllo scegliamo il volume occupato da uno solo dei fluidi, allora il flusso di calore attraverso tale contorno non sarà zero. In questo caso \dot{Q} rappresenta il flusso di calore trasferito tra i due fluidi.

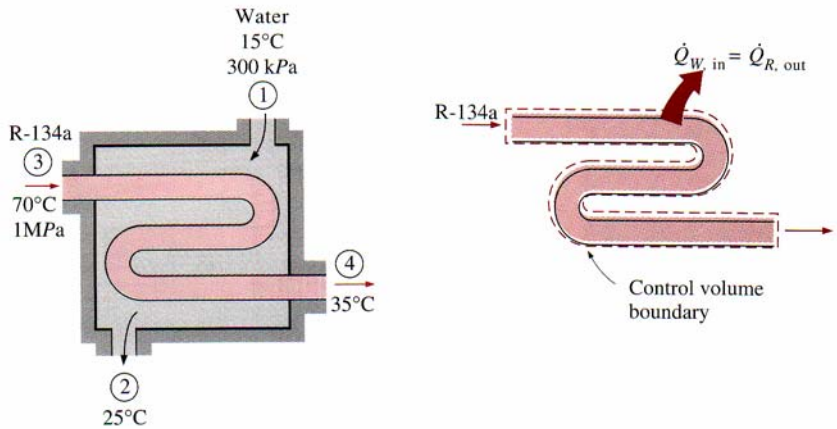
The heat transfer associated with a heat exchanger may be zero or nonzero depending on how the system is selected.



Esempio 21

Del refrigerante 134a deve essere raffreddato da acqua in un condensatore. Il refrigerante entra nel condensatore a 70°C e alla pressione di 1 MPa e con una portata di 0.6 kg/min e lascia il condensatore alla temperatura di 35°C. L'acqua di raffreddamento entra a 300 kPa e a 15°C e lascia il condensatore alla temperatura di 25°C. Trascurando le cadute di pressione, determinare:

1. la portata d'acqua richiesta;
2. il calore trasferito dal refrigerante all'acqua.



Prendiamo come sistema il volume che racchiude l'intero scambiatore. Si tratta di un sistema stazionario in cui possono essere trascurate le variazioni di energia cinetica e potenziale nonché il calore scambiato con l'esterno.

Scriviamo ora le equazioni che governano la conservazione della massa e dell'energia:

Conservazione della massa

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_e \rightarrow \begin{cases} \dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_w \\ \dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_R \end{cases}$$

Conservazione dell'energia

$$\dot{E}_{in} - \dot{E}_e = \Delta E_{CV} = 0$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4$$

Per sostituzione si ottiene:

$$\dot{m}_w (h_1 - h_2) = \dot{m}_R (h_4 - h_3) \rightarrow \dot{m}_w = \dot{m}_R \frac{(h_4 - h_3)}{(h_1 - h_2)}$$

Si devono ora determinare le entalpie corrispondenti alle quattro condizioni di ingresso/uscita.

L'acqua si trova ben al di sotto della temperatura di saturazione a 300 kPa (133.55°C) pertanto la sua entalpia può essere ben approssimata dall'entalpia del liquido saturo nelle medesime condizioni di temperatura.

$$h_1 \cong h_{f15} = 62.99 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 \cong h_{f25} = 104.89 \text{ kJ/kg}$$

Il refrigerante entra nel condensatore come vapore surriscaldato e ne esce come liquido compresso a 35 °C

Dalle tabelle si ottiene:

$$\left. \begin{matrix} p_3 = 1 \text{ MPa} \\ T_3 = 70 \text{ }^\circ\text{C} \end{matrix} \right\} h_3 = 320.34 \text{ kJ/kg}$$

$$\left. \begin{matrix} p_4 = 1 \text{ MPa} \\ T_4 = 35 \text{ }^\circ\text{C} \end{matrix} \right\} h_4 = h_{f35} = 98.78 \text{ kJ/kg}$$

Sostituendo i valori numerici si ottiene:

$$\dot{m}_w = 29.15 \text{ kg/min}$$

Per determinare il calore trasferito dal refrigerante all'acqua scegliamo un volume di controllo che sia occupato solamente da uno dei due fluidi. In particolare sceglieremo come volume di controllo il volume occupato dal refrigerante.

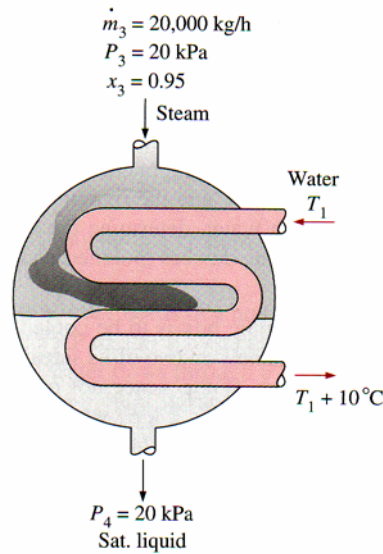
Su questo volume di controllo applichiamo il primo principio della termodinamica per sistemi aperti.

$$\dot{Q} = \dot{m}_R (h_4 - h_3) = -1221 \text{ kJ/min}$$

Il segno negativo indica che il flusso di calore esce dal sistema ovvero si trasferisce dal refrigerante all'acqua.

Esempio 22

Una portata di 20000 kg/h di vapore, con titolo 0.95 e pressione 20 kPa, entra in un condensatore per essere raffreddato dall'acqua proveniente da un fiume. Per limitare l'inquinamento ambientale si richiede che l'acqua, all'uscita del condensatore, abbia una temperatura in uscita non superiore di 10 °C alla temperatura di ingresso. Nell'ipotesi che il fluido da condensare esca dal condensatore in condizioni di liquido saturo a 20 kPa, determinare la portata d'acqua richiesta.



Consideriamo come volume di controllo il volume occupato dal vapore. Avremo pertanto:

$$\dot{m}_{inv} h_{inv} = \dot{m}_{ev} h_{ev} + \dot{Q}_e = \dot{m}_{ev} h_{ev} + \dot{m}_w \cdot c_w \Delta T$$

Le entalpie del vapore in ingresso e in uscita valgono:

$$h_{inv} \cong 2491 \text{ kJ/kg} \quad h_{ev} \cong h_{f 60.6} = 251.4 \text{ kJ/kg}$$

Posto $c \cong 4.23 \text{ kJ/(kgK)}$ $\Delta T = 10$

Si ottiene:

$$\dot{m}_w \cong 17652 \text{ kg/min}$$

Esempio 23

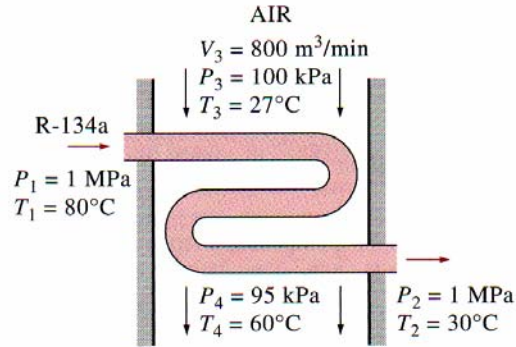
Del vapore (titolo 100%) deve essere condensato a liquido saturo alla temperatura di 50°C con acqua proveniente da un lago posto nelle vicinanze dell'impianto. Sapendo che nel condensatore entra una portata d'acqua pari a 101 kg/s alla temperatura di 18 °C determinare la portata di vapore nell'ipotesi che la temperatura dell'acqua in uscita sia pari a 27 °C.

$$\dot{m}_{inv} h_{inv} = \dot{m}_{ev} h_{ev} + \dot{m}_w \cdot c_w \Delta T$$

$$\dot{m}_v = \dot{m}_w \frac{c_w \Delta T}{h_{ev} - h_{inv}} = 101 \frac{4.23 \cdot 9}{2592 - 209.33} \cong 1.6 \text{ kg/s}$$

Esempio 24

Del refrigerante 134a a 1 MPa e 80 °C deve essere raffreddato, con un processo isobarico, a 30 °C in un condensatore a flusso d'aria. L'aria entra nel condensatore a 100 kPa e 27 °C con una portata pari a 800 m³/min ed esce con una pressione di 95 kPa e una temperatura di 60 °C. Determinare la portata massica del refrigerante.



Calcoliamo il volume specifico dell'aria in ingresso

$$pv = RT \rightarrow v = \frac{RT}{p} = \frac{0.287 \cdot 300}{100} = 0.861 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Noto il volume specifico si determina la portata massica di aria:

$$\dot{m}_A = \frac{\dot{V}}{v} = 929 \text{ kg/min}$$

Valutiamo ora l'entalpia dell'aria in ingresso e in uscita:

$$h_{Ain} \cong 300.19 \text{ kJ/kg} \quad h_{Ae} \cong 333.34 \text{ kJ/kg}$$

Valutiamo ora l'entalpia del refrigerante in ingresso e in uscita:

$$h_{Rin} \cong 313.2 \text{ kJ/kg} \quad h_{Re} \cong 91.49 \text{ kJ/kg}$$

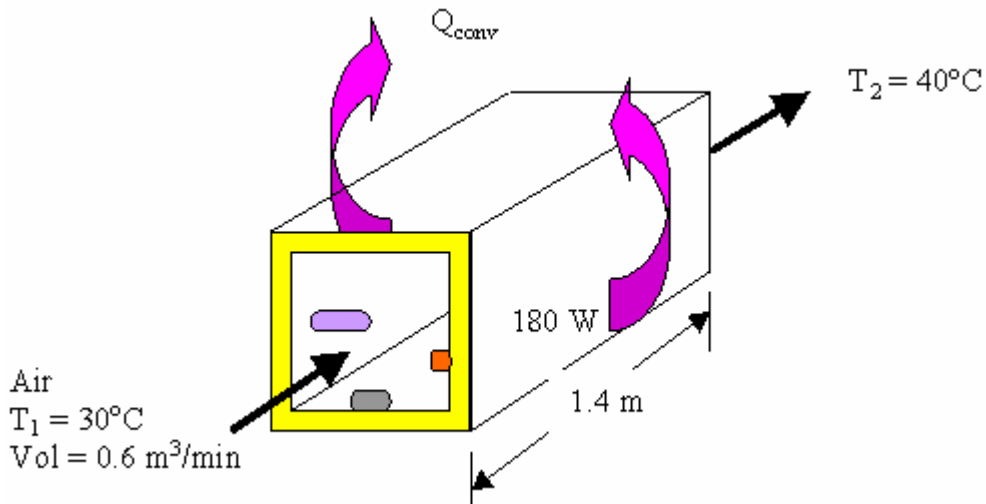
Da cui:

$$\dot{m}_R (h_{Rin} - h_{Re}) = \dot{m}_A (h_{Ain} - h_{Ae})$$

$$\dot{m}_R = \dot{m}_A \frac{h_{Ain} - h_{Ae}}{h_{Rin} - h_{Re}} \cong 139 \text{ kg/min}$$

Esempio 5 EES

The components of an electronic system dissipating 180 W are located in a 1.4-m-long horizontal duct whose cross section is 20 cm x 20 cm.



The components in the duct are cooled by forced air that enters the duct at 30 C and 1 atm at a rate of 0.6 m³/min and leaves at 40 C. Determine the rate of heat transfer from the outer surfaces of the duct to the ambient.

Equation Window

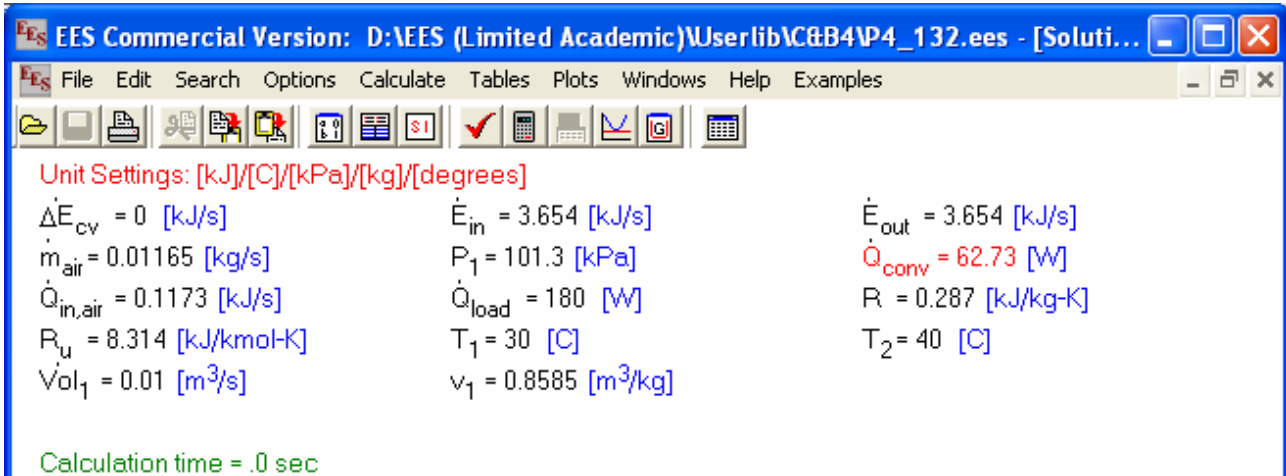
```

P_1 = 101.3          "[kPa]"
T_1 = 30            "[C]"
T_2 = 40            "[C]"
Q_dot_load = 180    "[W]"
R_u=8.314           "[kJ/kmol-K]"
R=R_u/molarmass(Air)"[kJ/kg-K]"
Vol_dot_1 = 0.6*convert('m^3/min','m^3/s')    "[m^3/s]"
m_dot_air = Vol_dot_1/v_1"[kg/s]"
P_1*v_1=R*(T_1+273)

"Conservation of energy for air flowing through the duct"
E_dot_in - E_dot_out = DELTAE_dot_cv
DELTA E_dot_cv = 0  "Steady-flow requirement"
E_dot_in = m_dot_air*enthalpy(air, T= T_1) + Q_dot_in_air
E_dot_out = m_dot_air*enthalpy(air, T= T_2)

"The dissipated heat load is the heat transfer to the forced cooling air
inside the duct plus the heat transfer by convection from the duct outside surface."
Q_dot_load = Q_dot_in_air *convert('kJ/s','W')+ Q_dot_conv
    
```

Solutions Window

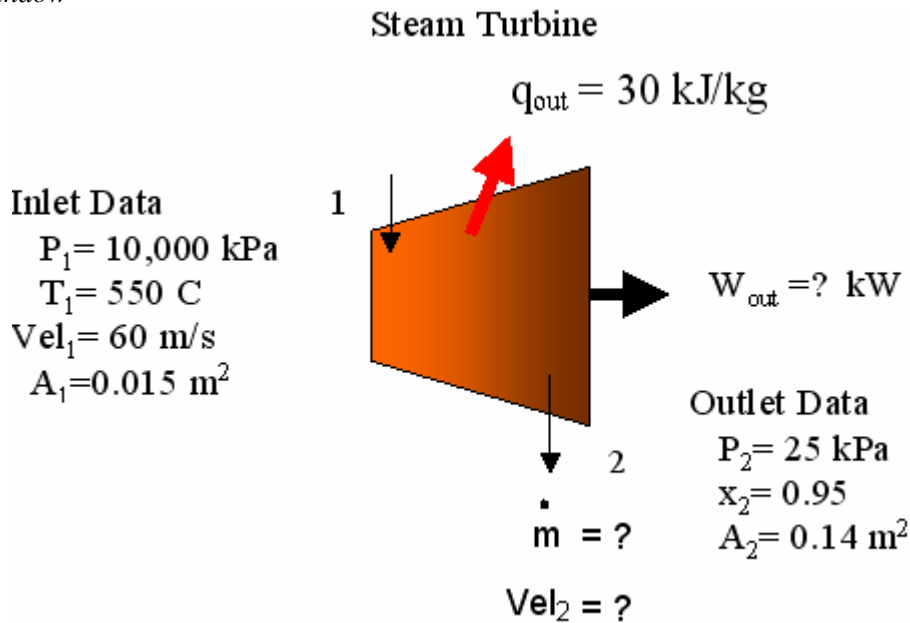


Esempio 6 EES

Steam enters a turbine steadily at 10 MPa and 500 C with a velocity of 60 m/s and leaves at 25 kPa with a quality of 95 percent. A heat loss of 30 kJ/kg occurs during the process. The inlet area of the turbine is 150 cm², and the exit area is 1400 cm². Determine:

- (a) the mass flow rate of the steam;
- (b) the exit velocity;
- (c) the power output.

Diagram Window



Equation Window

```

$Array off "places array variables in the Solutions Window instead of the Arrays Window."
A[1]=150      "[cm^2]"
T[1]=550     "[C]"
P[1]=10000   "[kPa]"
Vel[1]= 60   "[m/s]"
A[2]=1400    "[cm^2]"
P[2]=25      "[kPa]"
q_out = 30   "[kJ/kg]"

m_dot = A[1]*convert(cm^2, m^2)*Vel[1]/v[1]      "[kg/s]"
v[1]=volume(steam, T=T[1], P=P[1])              "specific volume of steam at state 1"
Vel[2]=m_dot*v[2]/(A[2]*Convert(cm^2, m^2))
v[2]=volume(steam, x=0.95, P=P[2])              "specific volume of steam at state 2"
T[2]=temperature(steam, P=P[2], v=v[2])         "not required, but good to know"

"Conservation of Energy for steady-flow:
Ein_dot - Eout_dot = DeltaE_dot - For steady-flow, DeltaE_dot = 0"

DELTA E_dot = 0
"For the turbine as the control volume, neglecting the PE of each flow steam:"
E_dot_in=E_dot_out      "[kJ/s]"
h[1]=enthalpy(steam,T=T[1], P=P[1])             "[kJ/kg]"
E_dot_in=m_dot*(h[1]+ Vel[1]^2/2*convert(J, kJ) ) "[kJ/s]"
h[2]=enthalpy(steam,x=0.95, P=P[2])            "[kJ/kg]"
E_dot_out=m_dot*(h[2]+ Vel[2]^2/2*convert(J, kJ)) + m_dot *q_out+ W_dot_out
    
```

$$\text{Power} = \dot{W}_{\text{out}} * \text{Convert}(\text{kW}, \text{MW})$$

$$\dot{Q}_{\text{out}} = \dot{m} * q_{\text{out}}$$

Solution Window

Unit Settings: [kJ]/[C]/[kPa]/[kg]/[degrees]

$A_1 = 150 \text{ [cm}^2\text{]}$	$A_2 = 1400 \text{ [cm}^2\text{]}$	$\dot{\Delta}E = 0 \text{ [kJ/s]}$
$\dot{E}_{\text{in}} = 88472 \text{ [kJ/s]}$	$\dot{E}_{\text{out}} = 88472 \text{ [kJ/s]}$	$h_1 = 3501 \text{ [kJ/kg]}$
$h_2 = 2500 \text{ [kJ/kg]}$	$\dot{m} = 25.26 \text{ [kg/s]}$	Power = 10.25 [MW]
$P_1 = 10000 \text{ [kPa]}$	$P_2 = 25 \text{ [kPa]}$	$\dot{Q}_{\text{out}} = 757.7 \text{ [kJ/s]}$
$q_{\text{out}} = 30 \text{ [kJ/kg]}$	$T_1 = 550 \text{ [C]}$	$T_2 = 64.95 \text{ [C]}$
$v_1 = 0.03563 \text{ [m}^3\text{/kg]}$	$v_2 = 5.901 \text{ [m}^3\text{/kg]}$	$\text{Vel}_1 = 60 \text{ [m/s]}$
Vel₂ = 1065 [m/s]	$\dot{W}_{\text{out}} = 10248 \text{ [kJ/s]}$	

Calculation time = .0 sec

Array Window

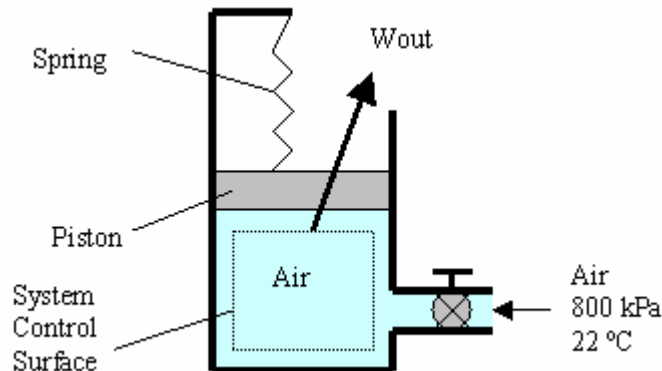
	1	2	3	4	5	6
	A_i [cm ²]	h_i [kJ/kg]	P_i [kPa]	T_i [C]	v_i [m ³ /kg]	Vel_i [m/s]
[1]	150	3501	10000	550	0.03563	60
[2]	1400	2500	25	64.95	5.901	1065

Esempio 7 EES

Unsteady-flow of air into piston-cylinder with spring

An insulated vertical piston-cylinder device initially contains 0.2 m³ of air at 200 kPa and 22 C. At this state, a linear spring touches the piston but exerts no force on it.

Diagram Window



The cylinder is connected by a valve to a line that supplies air at 800 kPa and 22 C. The valve is opened, and air from the high-pressure line is allowed to enter the cylinder. The valve is turned off when the pressure

inside the cylinder reaches 600 kPa. If the enclosed volume inside the cylinder doubles during this process, determine:

- (a) the mass of air that entered the cylinder;
- (b) the final temperature of the air inside the cylinder.

Equations Windows

The system is the control volume formed by the piston-cylinder device. Initially air is contained in the control volume and additional air flows across the control surface as shown in the diagram window."

"The air is treated as an ideal gas with variable specific heat. The process is treated as an unsteady-flow process and can be analyzed as a uniform-flow process.

An extension of the problem is to investigate the effect of a variable final pressure. Comment out the equation $P[2]=600$. A parametric table has $P[2]$ going from 200 to 600. Press F3 to solve the problem for the five different values of $P[2]$. Plots have been generated for $T[2]$, W_{out} and m_{in} as functions of $P[2]$."

"Input Data"

$P[1]=200$ "[kPa]"
 $V[1]=0.2$ "[m^3]"
 $T[1]=22$ "[C]"
 $P[2]=600$ "[kPa]"
 $V[2]=2*V[1]$ "[m^3]"
 $P_{in} = 800$ "[kPa]"
 $T_{in} = 22$ "[C]"
 $R=0.287$ "[kJ/kg-K]" "Gas constant for air"

"Conservation of mass for the control volume is: $m_{in} - m_{out} = \Delta m_{cv}$ "

$m_{in} = m[2]-m[1]$
 $P[1]*V[1]=m[1]*R*(T[1]+273)$ "m[1] is the mass in the cylinder at state 1"
 $P[2]*V[2]=m[2]*R*(T[2]+273)$ "m[2] is the mass in the cylinder at state 2"

"The conservation of energy for the control volume for uniform-flow is
 $E_{in} - E_{out} = \Delta E$, neglect DELTAKE and DELTAPE for the system"

$m_{in}*h_{in} - W_{out} = \Delta U_{cv}$
 $\Delta U_{cv}=m[2]*u[2]-m[1]*u[1]$

"Air properties"

$u[1]=\text{intenergy}(\text{air}, T=T[1])$
 $u[2]=\text{intenergy}(\text{air}, T=T[2])$
 $h_{in}=\text{enthalpy}(\text{air}, T=T_{in})$

"The work done by the air is:"

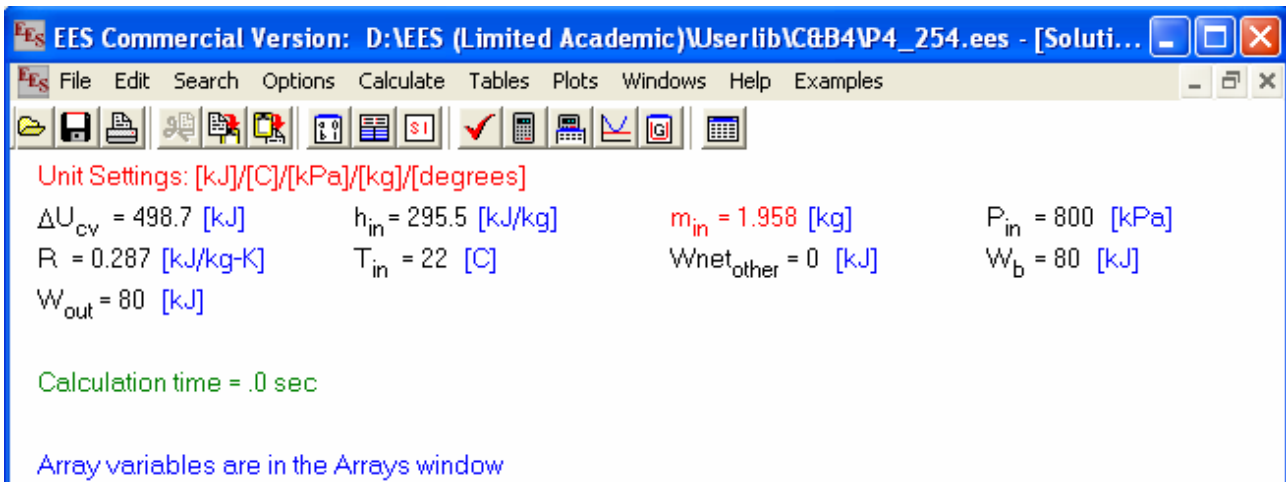
$W_{net_other} = 0$ "No shaft or electrical work crossing the control surface"

$W_{out}=W_{net_other} + W_b$

"Since the spring is linear, the boundary work is given by the average pressure times the volume change:"

$W_b=(P[2]+P[1])/2*(V[2]-V[1])$

Solution Window



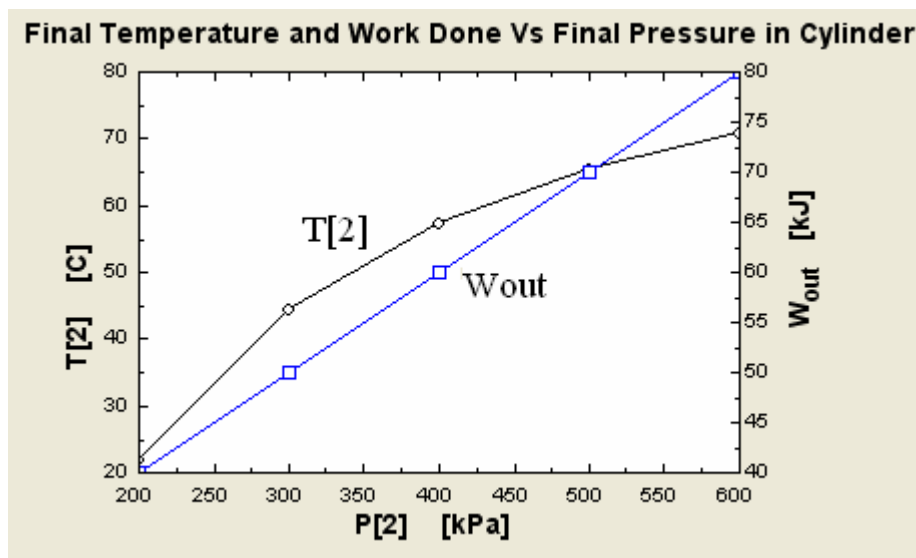
Array Window

EES Commercial Version: D:\EES (Limited Academic)\Userlib\C&B4P4_254.ees -

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

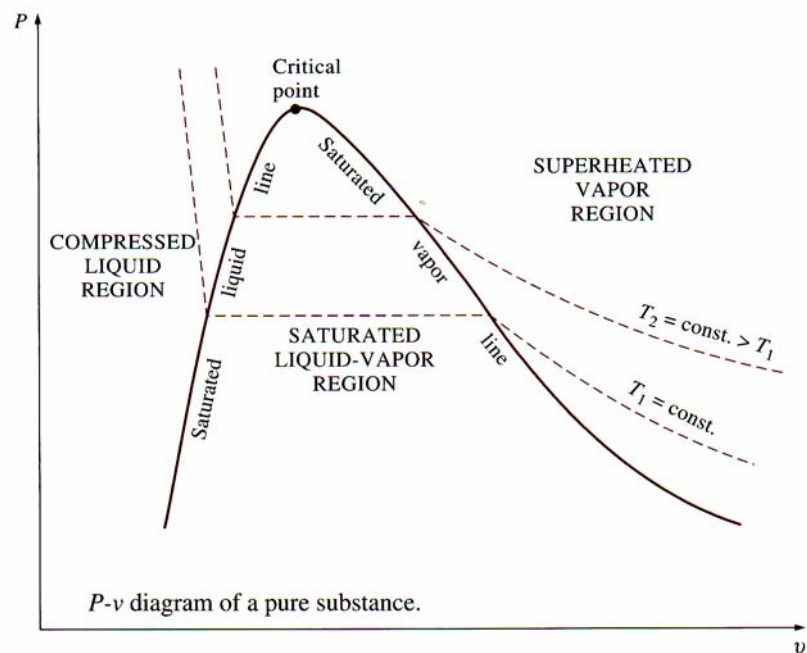
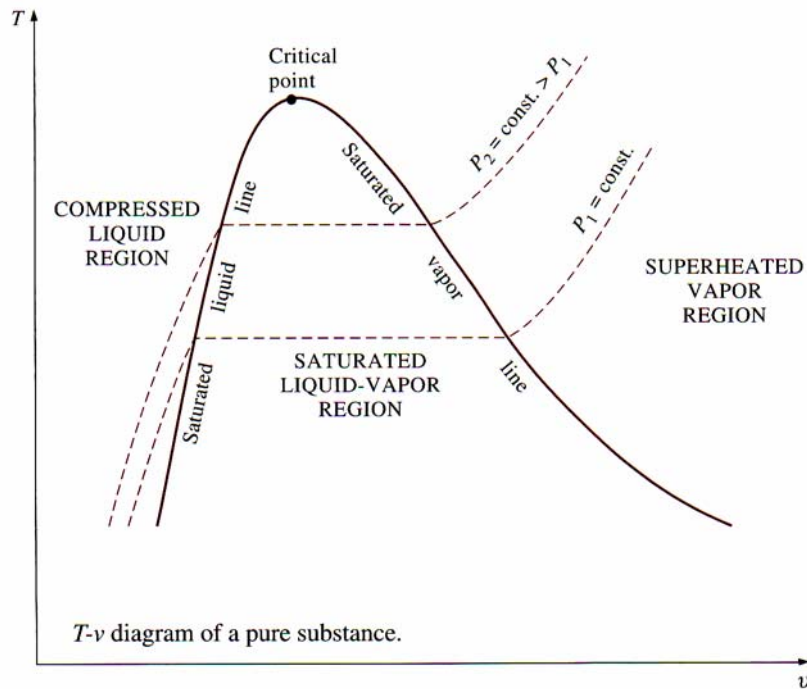
	1	2	3	4	5
	m_i [kg]	P_i [kPa]	T_i [C]	u_i [kJ/kg]	V_i [m ³]
[1]	0.4725	200	22	210.8	0.2
[2]	2.43	600	71.08	246.2	0.4

Plot Window



Diagrammi per lo studio dei cambiamenti di fase

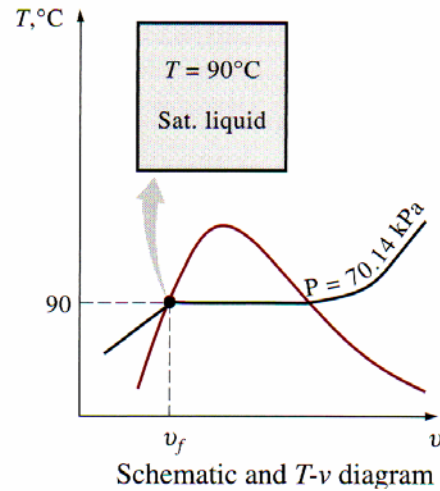
Le variazioni di proprietà che intervengono durante processi che implicano cambiamenti di fase possono essere meglio interpretate con l'utilizzazione di adeguati diagrammi. Di seguito rappresentiamo due dei diagrammi più usati. Il diagramma T, v e il diagramma p, v



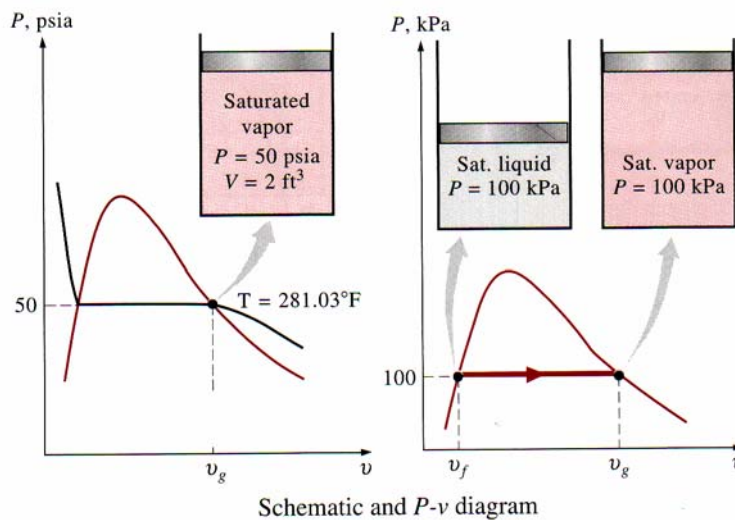
Le proprietà di liquido saturo e vapore saturo sono, per l'acqua, facilmente reperibili in opportune tabelle.

Temp. °C T	Sat. press. kPa P_{sat}	Specific volume m^3/kg	
		Sat. liquid v_f	Sat. vapor v_g
85	57.83	0.001 033	2.828
90	70.14	0.001 036	2.361
95	84.55	0.001 040	1.982

Specific temperature →
 Corresponding saturation pressure →
 Specific volume of saturated liquid →
 Specific volume of saturated vapor →



Esercizio; si determinino il volume e la pressione di un serbatoio che contiene 50 kg di acqua liquida a 90 °C (70.14 kPa; 0.0518 m³)



Esercizio: un cilindro contiene 2 m³ di vapore saturo alla pressione di 50 kPa. Determinare la pressione del gas e la massa di vapore contenuta all'interno del cilindro. (81.33 °C; 0.617 kg)

Esercizio: una massa di 200 g di acqua, in forma di liquido saturo, viene completamente vaporizzata alla pressione costante di 100 kPa. Determinare la variazione di volume e il calore fornito durante il processo di vaporizzazione.

I volumi specifici del liquido (saturo) e del vapore (saturo), in funzione della pressione (100 kPa) sono tabellati:

$$v_f = 0.001043 \text{ m}^3/kg \quad v_g = 1.694 \text{ m}^3/kg$$

Il volume iniziale di liquido (saturo) e finale di vapore (saturo) valgono pertanto:

$$V_1 = m \cdot v_f = 0.0002086 \text{ m}^3 \quad V_2 = m \cdot v_g = 0.3388 \text{ m}^3$$

La variazione di volume vale allora:

$$\Delta V = 0.3386 \text{ m}^3$$

Per calcolare la quantità di calore fornita durante il processo di vaporizzazione, facciamo uso del primo principio della termodinamica:

$$Q - W = U_2 - U_1 \quad q - w = u_2 - u_1$$

Poiché il processo avviene a pressione costante si ha:

$$w = p(v_g - v_f)$$

da cui sostituendo e ordinando:

$$q = (u_2 + pv_g) - (u_1 + pv_f)$$

I termini entro la prima parentesi rappresentano l'entalpia del vapore saturo, mentre i termini posti entro la seconda parentesi rappresentano l'entalpia del liquido saturo.

$$q = h_g - h_f$$

La quantità di calore necessaria per trasformare in vapore saturo una massa unitaria di liquido saturo è pari alla differenza tra le entalpie specifiche del vapore saturo e del liquido saturo.

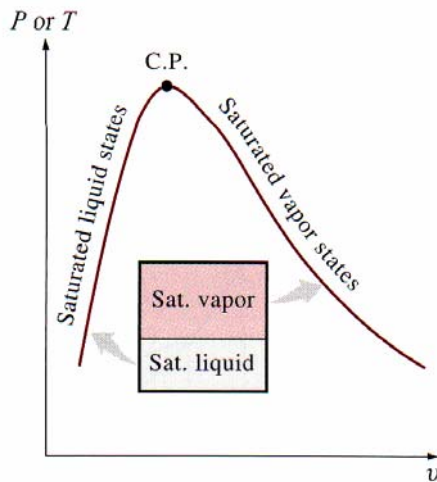
Le entalpie del liquido saturo e del vapore saturo sono tabellate. In corrispondenza di una pressione di 100 kPa si ha:

$$h_f = 417.46 \text{ kJ/kg} \quad h_g = 2675.5 \text{ kJ/kg}$$

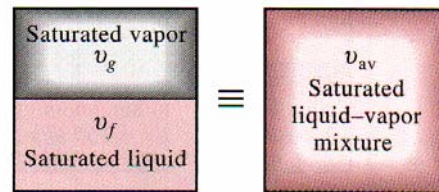
Per vaporizzare i 200 g di acqua assegnati occorre pertanto fornire una quantità di calore pari a:

$$Q = m\Delta h \cong 451.6 \text{ kJ}$$

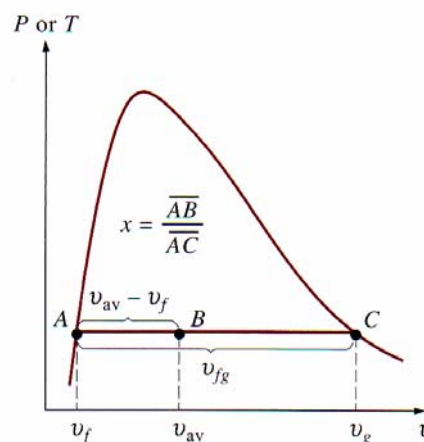
Miscele di vapore



The relative amounts of liquid and vapor phases in a saturated mixture are specified by the *quality* x .

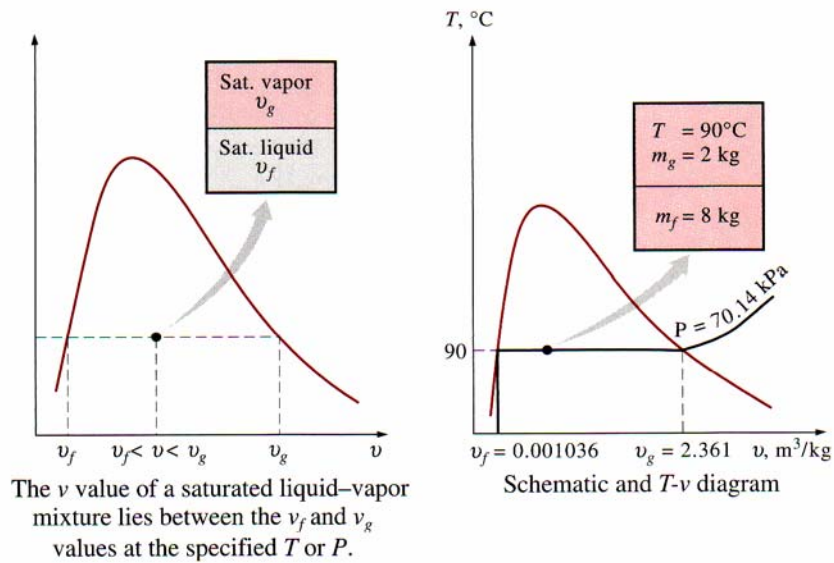


A two-phase system can be treated as a homogeneous mixture for convenience



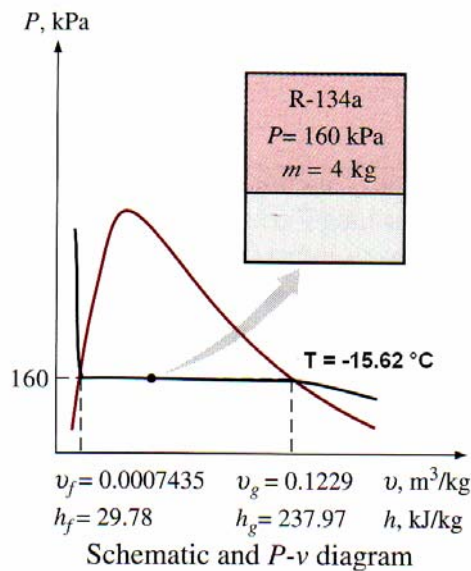
Quality is related to the horizontal distances on P - v and T - v diagrams.

Esercizio: un serbatoio contiene 10 kg di acqua a 90°C. (8 kg sotto forma di liquido saturo, 2 kg sotto forma di vapore saturo). Determinare la pressione e il volume del serbatoio. (70.14 kPa; 4.73 m³)



Esercizio: un serbatoio della capacità di 80 L è riempito di liquido refrigerante (134-a) alla pressione di 160 kPa. Determinare:

1. la temperatura del refrigerante;
2. il titolo della miscela;
3. il volume occupato solamente dal vapore.



(-15.62 °C; 0.58; 62.7 kJ/kg)

Vapore surriscaldato

Nella regione compresa tra la curva limite del vapore saturo e l'isoterma critica si ha il vapore surriscaldato.

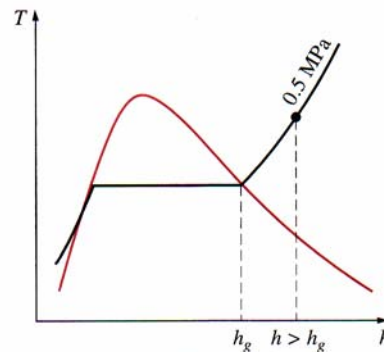
Nella regione posta al di sopra dell'isoterma critica e al di sotto dall'isobara critica si ha gas.

Spesso useremo gas e vapore come sinonimi. La fase di vapore di una sostanza è famigliarmente chiamata gas quando nel grafico p-v è individuata da un punto posto al disopra dell'isoterma critica.

Il termine vapore viene comunemente usato per indicare delle condizioni che non sono molto distanti dalla condizione di condensazione.

Nella regione in cui si è in presenza di vapore surriscaldato o gas, la temperatura e la pressione non sono più proprietà dipendenti e come tali devono essere tabellate.

$T, ^\circ\text{C}$	$v, \text{m}^3/\text{kg}$	$u, \text{kJ/kg}$	$h, \text{kJ/kg}$
$P = 0.1 \text{ MPa} (99.63^\circ\text{C})$			
Sat.	1.6940	2506.1	2675.5
100	1.6958	2506.7	2676.2
150	1.9364	2582.8	2776.4
⋮	⋮	⋮	⋮
1300	7.260	4683.5	5409.5
$P = 0.5 \text{ MPa} (151.86^\circ\text{C})$			
Sat.	0.3749	2561.2	2748.7
200	0.4249	2642.9	2855.4
250	0.4744	2723.5	2960.7



At a specified P , superheated vapor exists at a higher h than the saturated vapor

A partial listing of Table A-6.

Esercizio: determinare la temperatura dell'acqua che si trova alla pressione di 0.5 MPa e con un'entalpia pari a 2890 kJ/kg (216.54 °C)

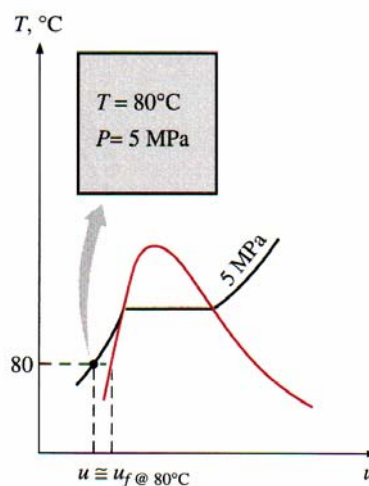
Liquido compresso

Non è facile reperire tabelle che forniscano le proprietà del liquido compresso. D'altra parte le variazioni delle proprietà di un liquido al variare della sua pressione sono spesso trascurabili.

In assenza di dati più precisi è giustificato trattare il liquido compresso come un liquido saturo nelle medesime condizioni di temperatura.

Given: P and T
 $v \cong v_f @ T$
 $u \cong u_f @ T$
 $h \cong h_f @ T$

A compressed liquid may be approximated as a saturated liquid at the given temperature.



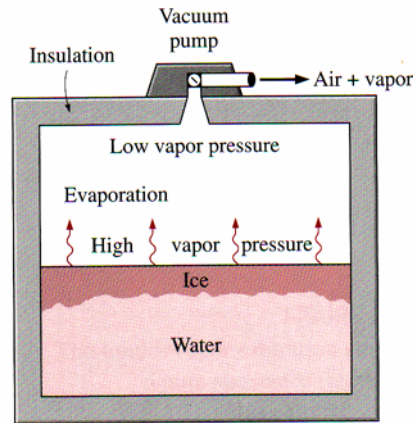
Schematic and $T-u$ diagram

Esercizio: determinare l'energia interna dell'acqua compressa a 5 MPa e alla temperatura di 80 °C nei due modi seguenti:

- a) utilizzando i dati relativi alle proprietà del liquido compresso (Table A-7)
- b) facendo uso dei dati relativi al liquido saturo.

(a 333.72 kJ/kg; b 334.86 kJ/kg)

Esercizio: si abbia un contenitore isolato che contenga acqua allo stato liquido, Se all'interno del contenitore si crea il vuoto, cosa succederà al liquido.



In 1775, ice was made by evacuating the air space in a water tank.

L'acqua liquida si trasformerà in ghiaccio. Alla pressione di 0.6 kPa la temperatura di saturazione dell'acqua è 0°C. Ciò significa che qualora all'interno del contenitore si crea una pressione inferiore a 0.6 kPa il liquido passa allo stato solido.

Pressione di vapore ed equilibrio di fase

L'aria atmosferica può essere vista come una miscela di aria secca (umidità zero) e vapore d'acqua che ne determina la umidità. La pressione atmosferica è la somma della pressione dell'aria secca p_a e la pressione del vapore d'acqua (pressione di vapore) p_v .

$$p_{atm} = p_a + p_v$$

La pressione di vapore costituisce solo una piccola frazione della pressione atmosferica (normalmente meno del 3%) dato che l'aria è in gran parte costituita da azoto e ossigeno e solo da una piccola frazione di molecole d'acqua.

Il rapporto tra il contenuto effettivo di umidità dell'aria, ad una data temperatura, e il contenuto massimo di umidità immagazzinabile nell'aria, ad una data temperatura, prende il nome di umidità relativa Φ .

L'umidità relativa varia ovviamente da 0 a 100: umidità relativa 0 è indice di aria secca, umidità relativa 100% è indice di aria che contiene il massimo quantitativo di vapore d'acqua (umidità) alla temperatura prefissata.

La pressione di vapore dell'aria satura (umidità relativa pari al 100%), ad una data temperatura, coincide con la pressione di saturazione dell'acqua a quella temperatura.

La pressione di vapore dell'aria satura a 25 °C è 3.17 kPa. In effetti del vapore 25 °C e sottoposto ad una pressione superiore a 3.17 kPa passa allo stato liquido e non potrebbe quindi miscelarsi con l'aria.

La pressione di vapore dell'aria è legata all'umidità relativa Φ dalla seguente espressione:

$$p_v = \Phi \cdot p_{sat T}$$

dove $p_{sat T}$ è la pressione di saturazione dell'acqua ad una prefissata temperatura.

Per esempio la pressione di vapore dell'aria a 25 °C e con il 60% di umidità è:

$$p_v = \Phi \cdot p_{sat T} = 0.6 \cdot 3.17 = 1.9 \text{ kPa}$$

Il contenuto massimo di umidità immagazzinabile dall'aria dipende dalla pressione di saturazione che aumenta con la temperatura.

Pertanto l'aria può contenere molta umidità a temperature elevate, ma se sottoposta ad un raffreddamento non potrà più contenere il medesimo quantitativo di vapore, pertanto parte dello stesso si trasformerà in liquido dando luogo al fenomeno della nebbia (goccioline di acqua sospese nell'aria) o della rugiada (film di acqua depositato su superficie fredde). Così non deve sorprendere che la nebbia e la rugiada siano comuni nelle località umide specialmente alla mattina quando la temperatura dell'aria è bassa.

Se stendiamo una maglietta all'aria aperta vedremo che dopo un certo tempo la maglietta si asciugherà. In modo simile notiamo che una piccola quantità di acqua in bicchiere evapora.

Questi esempi suggeriscono l'esistenza di una *forza* che spinge la sostanza tra le due fasi di liquido e vapore. L'intensità di questa forza dipende dalle relative concentrazioni delle due fasi. Ecco spiegato perché la maglietta si asciugherà in un tempo più breve in una giornata secca, mentre non si asciugherà affatto se stesa in una giornata con umidità dell'aria pari al 100%. In quest'ultimo caso non avviene alcuna trasformazione dalla fase liquida alla fase di vapore, e le due fasi si definiscono in *equilibrio di fase*.

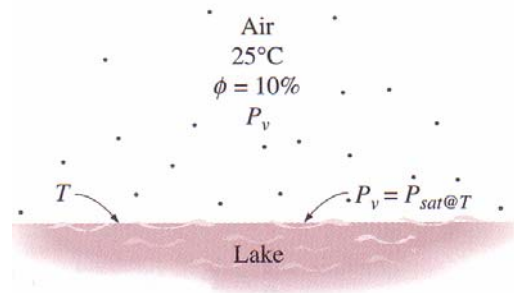
L'acqua liquida in atmosfera si troverà in equilibrio di fase se *la pressione di vapore dell'aria (alla temperatura dell'aria) è uguale alla pressione di saturazione dell'acqua (alla temperatura dell'acqua)*.

Pertanto se la pressione di vapore dell'aria è inferiore della pressione di saturazione dell'acqua, parte del liquido inizierà ad evaporare. Il processo di evaporazione raffredderà l'acqua riducendone la temperatura. Tale abbassamento di temperatura indurrà una riduzione della pressione di saturazione dell'acqua. Il processo procede sino a che si raggiunge una condizione di equilibrio.

Tutto ciò spiega perché la temperatura dell'acqua è generalmente sensibilmente inferiore della temperatura dell'aria circostante, soprattutto nelle regioni con clima secco.

Esempio 25

In una giornata calda, la temperatura dell'aria sovrastante un lago è di 25 °C. Determinare la temperatura dell'acqua del lago, in condizioni di equilibrio di fase, in corrispondenza delle seguenti umidità relative dell'aria: 10%, 80%, 100%.



Umidità relativa 0.10 $p_v = \Phi \cdot p_{sat\ 25} = 0.1 \cdot 3.17 \cong 0.317 \text{ kPa}$

Umidità relativa 0.8 $p_v = \Phi \cdot p_{sat\ 25} = 0.8 \cdot 3.17 \cong 2.536 \text{ kPa}$

Umidità relativa 1.0 $p_v = \Phi \cdot p_{sat\ 25} = 1.0 \cdot 3.17 \cong 3.17 \text{ kPa}$

In condizione di equilibrio di fase, la temperatura dell'acqua deve essere pari temperatura di saturazione dell'acqua alla pressione pari alla pressione di vapore dell'aria circostante.

$T_{0.1} \cong -8.0 \text{ °C}; T_{0.8} \cong 21.2 \text{ °C}; T_{1.0} \cong 25 \text{ °C}$

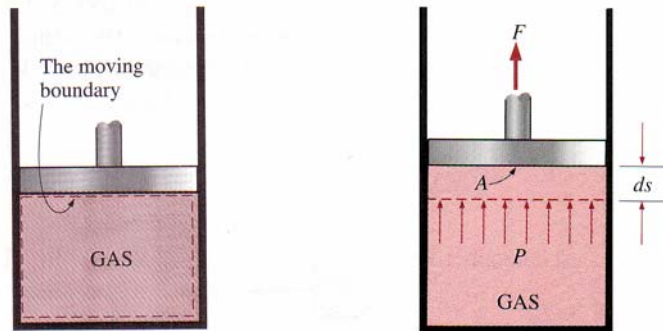
Che la superficie del lago possa ghiacciare con una temperatura dell'aria a 25 °C lascia, ed a ragione, perplessi.

La temperatura dell'acqua scenderebbe a -8 °C solo se si ipotizzasse una assoluta assenza di scambio termico tra aria e acqua. In realtà quando la temperatura dell'acqua, in superficie, inizia ad abbassarsi si instaura un flusso di calore che, dalle zone basse dell'aria e dell'acqua, si dirige verso la superficie. La temperatura dell'acqua si stabilizzerà quando il flusso di calore diretto verso la superficie del lago (proveniente sia dall'aria che dall'acqua in profondità) uguaglierà le perdite di calore indotte dal processo di vaporizzazione superficiale.

Se l'esperimento fosse condotto utilizzando un sottile film di acqua all'interno di un recipiente isolato, i dati di temperatura precedentemente calcolati sarebbero confermati dall'esperimento. In particolare il film d'acqua a contatto con aria a 25 °C e con un'umidità relativa del 10% ghiaccerebbe!

Il lavoro meccanico legato alle principali trasformazioni

Una forma di lavoro meccanico che si incontra frequentemente nella pratica è legata all’espansione di un gas in grado di movimentare un pistone lungo un cilindro. Durante il processo parte del contorno che definisce il sistema (la faccia interna del pistone) subisce uno spostamento: ecco perché tale lavoro viene, a volte, definito come lavoro del contorno.



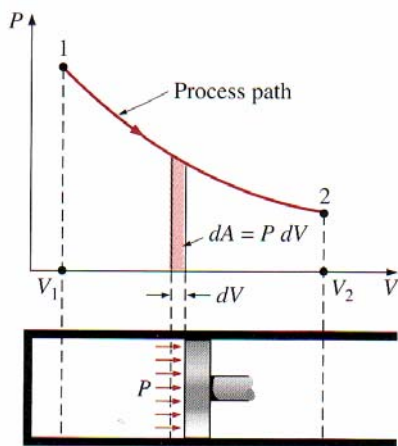
The work associated with a moving boundary is called *boundary work*.

A gas does a differential amount of work δW_b as it forces the piston to move by a differential amount ds .

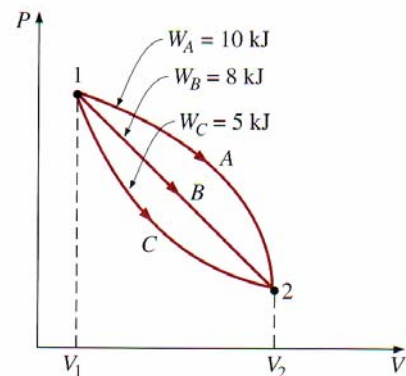
Consideriamo ora un gas di volume V racchiuso in un cilindro all’interno del quale può liberamente scorrere un pistone di area A . Se la pressione iniziale del gas è pari a p , ad una distanza ds percorsa dal pistone corrisponderà un lavoro pari a:

$$\delta W_b = F \cdot ds = pA \cdot ds = p \cdot dV$$

La pressione p (pressione assoluta) è sempre positiva, mentre la variazione di volume dV è positiva in un processo di espansione e negativa in un processo di compressione.



The area under the process curve on a P - V diagram represents the boundary work.



The boundary work done during a process depends on the path followed as well as the end states.

Il lavoro totale compiuto durante l’intero processo si ottiene sommando i vari lavori infinitesimi $p dV$, ossia:

$$W_b = \int_1^2 p \cdot dV$$

L’operazione di integrazione può essere effettuata solo se si conosce la relazione che si instaura tra p e V durante il processo.

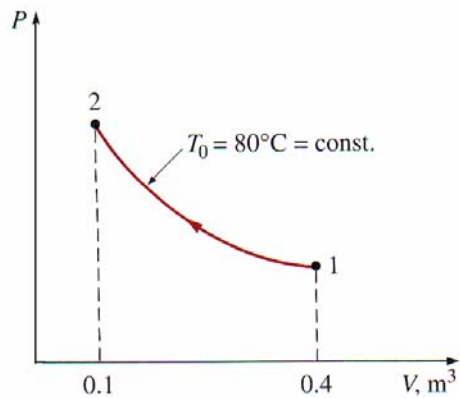
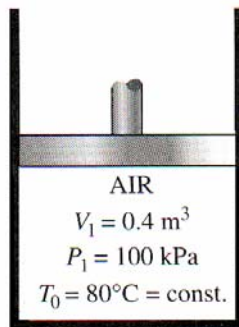
W_b è negativo in un processo di compressione (lavoro trasferito al sistema dall’ambiente circostante), positivo in un processo di espansione (lavoro trasferito dal sistema all’ambiente circostante).

Calcoliamo ora il lavoro meccanico specifico (per unità di massa) associato alle seguenti trasformazioni elementari con riferimento ad un gas perfetto:

1. isoterma
2. isocora
3. isobara
4. adiabatica

Trasformazione isoterma

Non vi è variazione di temperatura durante tutto il processo



$$w_b|_{T=\text{const}} = RT \cdot \log\left(\frac{v_2}{v_1}\right) = p_1 v_1 \cdot \log\left(\frac{v_2}{v_1}\right)$$

Dim

$$w_b = \int_1^2 p \cdot dv$$

$$pv = RT$$

$$w_b = \int_1^2 RT \cdot \frac{dv}{v} = RT \cdot \log\left(\frac{v_2}{v_1}\right)$$

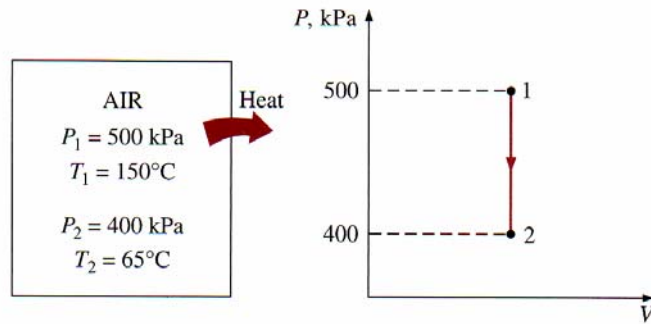
Esercizio: determinare il lavoro di compressione che deve essere effettuato per comprimere isotermicamente 0.4 m³ di aria fino al raggiungimento di un volume finale di 0.1 m³ sapendo che la pressione, all'inizio del processo, vale 100 kPa (-55.45 kJ)

Trasformazione isocora

Non vi è variazione di volume durante tutto il processo

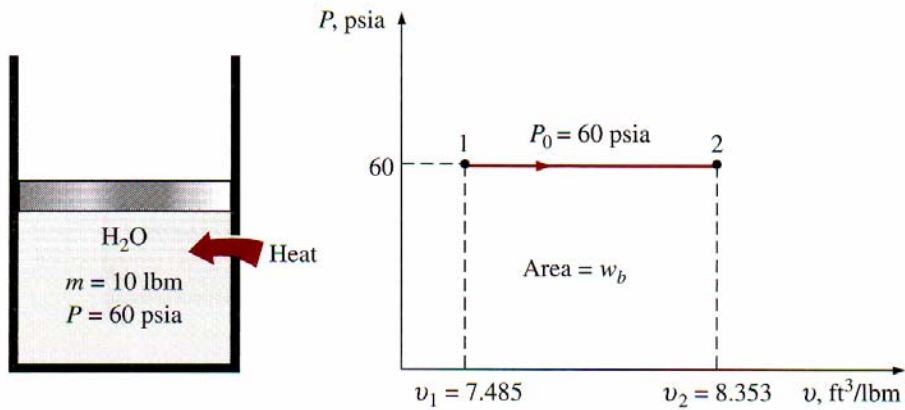
Poiché $dv = 0$ è immediato riconoscere che:

$$w_b|_{v=\text{const}} = 0$$



Trasformazione isobara

La pressione si mantiene costante lungo tutto il processo



$$w_b|_{p=\text{cost}} = p(v_2 - v_1)$$

Dim

$$w_b|_{p=\text{cost}} = \int_1^2 p dv = p \int_1^2 dv = p(v_2 - v_1)$$

Trasformazione adiabatica

E' una trasformazione che avviene senza scambio di calore. Lungo tutto il processo il calore specifico del gas è nullo.

L'equazione che lega $p-v$ lungo una trasformazione adiabatica, indicato con k il rapporto tra c_p e c_v è:

$$pv^k = \text{costante}$$

Dim

Dal primo principio ricordando l'espressione del lavoro si ha:

$$q - w = \Delta u \rightarrow dq = du + p dv$$

Per un gas perfetto sappiamo che vale la seguente uguaglianza:

$$du = c_v dT$$

per sostituzione:

$$dq = c_v dT + p \cdot dv$$

Considerando poi una trasformazione adiabatica:

$$c_v \cdot dT + p \cdot dv = 0$$

Differenziando totalmente la relazione fondamentale dei gas perfetti si ottiene

$$pv = RT \rightarrow p dv + v dp = R dT \rightarrow dT = \frac{p dv + v dp}{R} = \frac{p dv + v dp}{c_p - c_v}$$

Sostituendo il valore di dT trovato nell'espressione del primo principio applicato ad un processo adiabatico, si ottiene:

$$c_v \cdot \frac{pdv + vdp}{c_p - c_v} + p \cdot dv = 0 \rightarrow -c_v v dp = c_p p dv \rightarrow -c_v \frac{dp}{p} = c_p \frac{dv}{v}$$

$$\frac{dp}{p} = -k \frac{dv}{v}$$

Integrando ambo i membri si ha:

$$\log p = -k \log v + \text{cost} \rightarrow \log p + k \log v = \text{cost} \rightarrow \log(pv^k) = \text{cost}$$

$$pv^k = \text{cost}$$

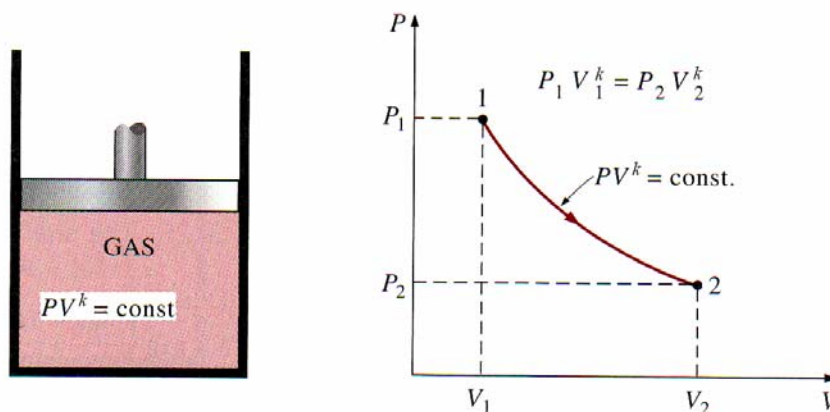
Il lavoro in una trasformazione adiabatica vale:

$$w_b \Big|_{q=0} = \frac{p_2 v_2 - p_1 v_1}{1 - k}$$

Dim

$$w_b \Big|_{q=0} = \int_1^2 p \cdot dv \quad pv^k = p_1 v_1^k = p_2 v_2^k$$

$$w_b \Big|_{q=0} = \int_1^2 \frac{p_2 v_2^k}{v^k} \cdot dv = p_2 v_2^k \int_1^2 \frac{dv}{v^k} = p_2 v_2^k \left(\frac{v_2^{1-k} - v_1^{1-k}}{1 - k} \right) = \frac{p_2 v_2 - p_1 v_1}{1 - k} = \frac{p_2 v_2}{1 - k} \left(1 - \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{1-k} \right) = \frac{p_1 v_1}{1 - k} \left(\left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{1-k} - 1 \right)$$



Schematic and P-V diagram for a adiabatic process

In precedenza abbiamo visto che in un compressore o in una turbina adiabatica il lavoro poteva calcolarsi direttamente dal salto entalpico.

$$-w = h_e - h_{in} \rightarrow w = h_{in} - h_e$$

La variazione di entalpia vale:

$$dh = du + d(pv) = du + pdv + vdp$$

Poiché, in un processo adiabatico, deve essere:

$$dq = du + pdv = 0$$

Allora:

$$w = \int_e^{in} v dp \neq w_b = \int_1^2 p dv$$

E' importante riconoscere che w e w_b , entrambi lavori, esprimono tuttavia grandezze diverse.

w_b indica il lavoro del contorno in processo chiuso

w indica il lavoro di una macchina inserita in un ciclo aperto

Ricaviamo ora l'espressione di w in funzione delle pressioni e dei volumi specifici di ingresso e uscita.

$$w = \int_e^{in} v dp = v_{in} p_{in}^{1/k} \int_e^{in} \frac{dp}{p^{1/k}} = \frac{k}{k-1} v_{in} p_{in}^{1/k} \left(p^{\frac{k-1}{k}} \right)_e^{in} = \frac{k}{k-1} v_{in} p_{in}^{1/k} \left(p_{in}^{\frac{k-1}{k}} - p_e^{\frac{k-1}{k}} \right)$$

$$w = \frac{k}{k-1} v_{in} p_{in} \left(1 - \left(\frac{p_e}{p_{in}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right) = \frac{k}{k-1} RT_{in} \left(1 - \left(\frac{p_e}{p_{in}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right) = \frac{k}{k-1} RT_{in} \left(1 - \left(\frac{v_{in}}{v_e} \right)^{k-1} \right)$$

Inoltre è poiché

$$\begin{cases} c_p - c_v = R \\ k = c_p / c_v \end{cases} \Rightarrow R = c_p \frac{k-1}{k}$$

$$w = \frac{k}{k-1} RT_{in} \left(1 - \left(\frac{v_{in}}{v_e} \right)^{k-1} \right) = c_p T_{in} \left(1 - \left(\frac{T_e}{T_{in}} \right) \right) = c_p (T_{in} - T_e) = h_{in} - h_e$$

Trasformazioni politropiche

Si definiscono politropiche tutte le trasformazioni lungo le quali il calore specifico del gas si mantiene costante.

In tutte le trasformazioni politropiche la relazione tra p e v assume la seguente forma

$$pv^n = \text{cost} \quad \text{con } n = \frac{c - c_p}{c - c_v}$$

dove con c si è indicato il calore specifico (costante) lungo la trasformazione

Dim

Dal primo principio ricordando l'espressione del lavoro si ha:

$$q - w = \Delta u \quad \rightarrow \quad dq = du + p dv$$

Per un gas perfetto sappiamo che vale la seguente uguaglianza:

$$du = c_v dT$$

per sostituzione:

$$dq = c_v dT + p \cdot dv$$

Ricordando la definizione di calore specifico si ha:

$$c \cdot dT = c_v \cdot dT + p \cdot dv$$

Differenziando totalmente la relazione fondamentale dei gas perfetti si ottiene

$$pv = RT \quad \rightarrow \quad p dv + v dp = R dT \quad \rightarrow \quad dT = \frac{p dv + v dp}{R} = \frac{p dv + v dp}{c_p - c_v}$$

Sostituendo il valore di dT trovato nell'espressione del primo principio si ottiene:

$$c \cdot \frac{p dv + v dp}{c_p - c_v} = c_v \cdot \frac{p dv + v dp}{c_p - c_v} + p \cdot dv$$

$$(c - c_v)(p dv + v dp) = (c_p - c_v) p dv$$

$$(c - c_p) p dv + (c - c_v) v dp = 0 \quad \rightarrow \quad (c - c_p) \frac{dv}{v} = -(c - c_v) \frac{dp}{p} \quad \rightarrow \quad \frac{(c - c_p)}{(c - c_v)} \frac{dv}{v} = -\frac{dp}{p}$$

Integrando ambo i membri:

$$(c - c_p) p dv + (c - c_v) v dp = 0 \quad \rightarrow \quad (c - c_p) \frac{dv}{v} = -(c - c_v) \frac{dp}{p} \quad \rightarrow \quad \frac{(c - c_p)}{(c - c_v)} \frac{dv}{v} = -\frac{dp}{p}$$

$$\frac{(c - c_p)}{(c - c_v)} \log v = -\log p + \text{cost}$$

$$\frac{(c - c_p)}{(c - c_v)} \log v + \log p = \text{cost} \rightarrow \log(pv^n) = \text{cost} \rightarrow pv^n = \text{cost}$$

Determiniamo ora gli esponenti della politropica in corrispondenza delle trasformazioni elementari considerate.

Adiabatica

$$c = 0 \Rightarrow n = \frac{c - c_p}{c - c_v} = \frac{c_p}{c_v} = k \rightarrow pv^k = \text{cost}$$

Isocora

$$c = c_v \Rightarrow \frac{1}{n} = \frac{c - c_v}{c - c_p} = 0 \rightarrow v = \text{cost}$$

Dim

Ricordiamo che dal primo principio si ha:

$$c \cdot dT = c_v \cdot dT + p \cdot dv$$

Poiché $c = c_v$ si ottiene:

$$p dv = 0 \Rightarrow dv = 0 \Rightarrow v = \text{cost}$$

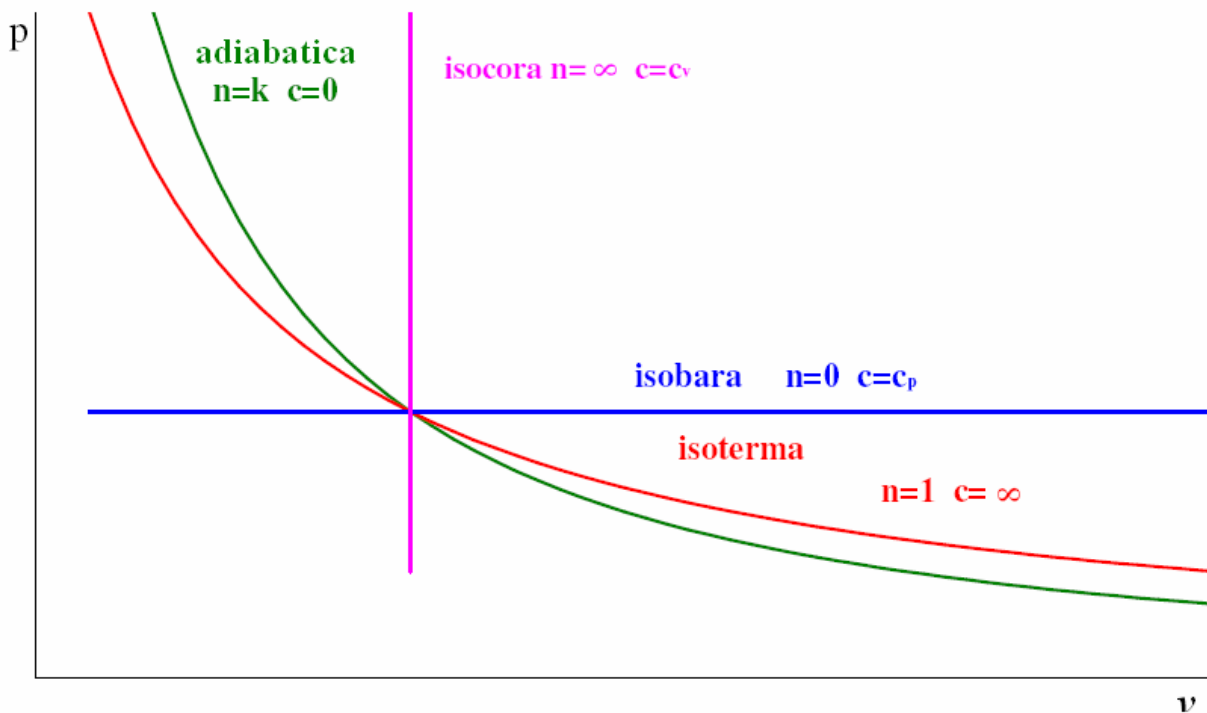
Isobara

$$c = c_p \rightarrow n = \frac{c - c_p}{c - c_v} = 0 \rightarrow pv^0 = \text{cost} \rightarrow p = \text{cost}$$

Isoterma

Per definizione di calore specifico

$$c \rightarrow \infty \rightarrow n = \lim_{c \rightarrow \infty} \frac{c - c_p}{c - c_v} = 1 \rightarrow pv = \text{cost}$$



Ovviamente il calore specifico lungo una politropica è univocamente determinato dall'esponente della medesima. Infatti:

$$n \equiv \frac{c - c_p}{c - c_v} \Rightarrow c = c_v \frac{k - n}{1 - n}$$

Sostituendo i valori di n caratteristici delle trasformazioni elementari considerate ritroveremo i corrispondenti calori specifici. Infatti

Isotherma

$$n = 1 \quad c = \lim_{n \rightarrow 1} c_v \frac{k - n}{1 - n} = \infty$$

Isocora

$$n \rightarrow \infty \quad c = \lim_{n \rightarrow \infty} c_v \frac{k - n}{1 - n} = c_v$$

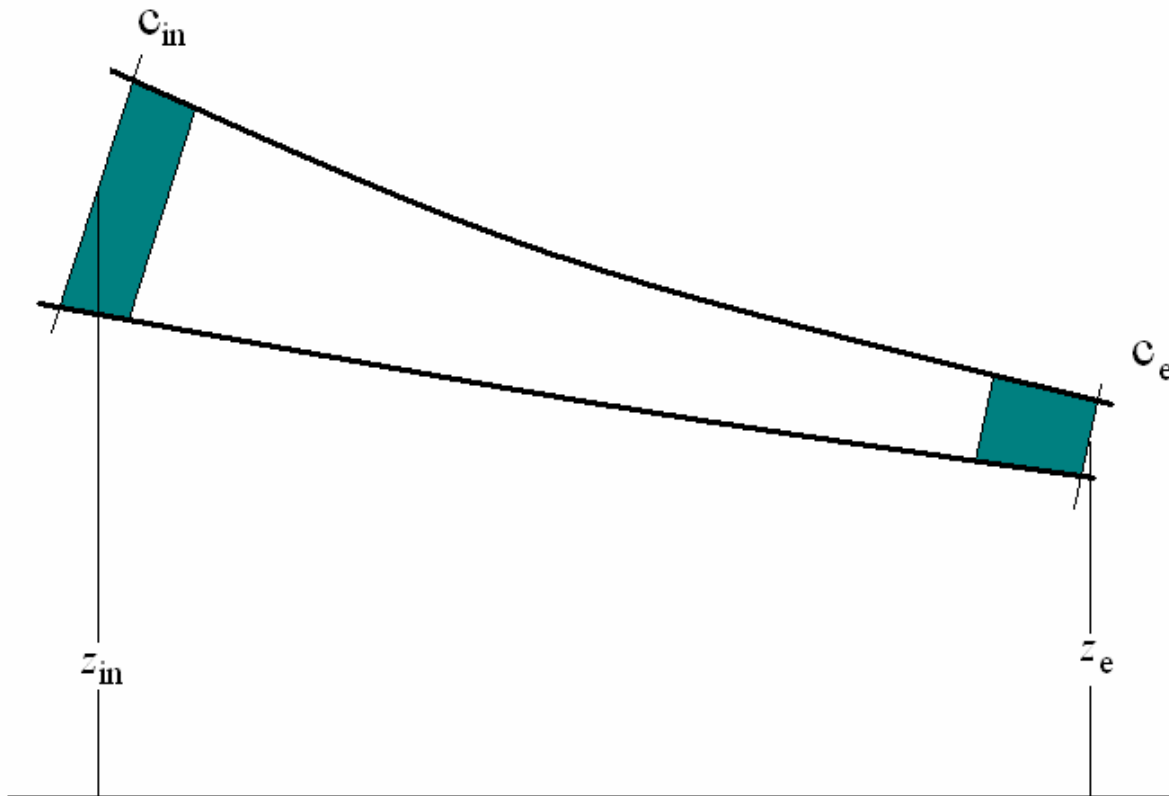
Isobara

$$n = 0 \quad c = \lim_{n \rightarrow 0} c_v \frac{k - n}{1 - n} = c_p$$

Adiabatica

$$n = k \quad c = c_v \frac{k - n}{1 - n} = 0$$

Il primo principio della termodinamica e il teorema di Bernoulli per i liquidi incompressibili



Il teorema di Bernoulli è una diretta conseguenza del primo principio della termodinamica. Consideriamo un tratto di tubazione rigida attraversato da un fluido incompressibile. Con riferimento ovviamente ad un sistema aperto possiamo scrivere l'espressione del primo principio.

$$q - w = (h_e - h_{in}) + \frac{1}{2}(c_e^2 - c_{in}^2) + g(z_e - z_{in}) = \Delta h + \Delta E_c + \Delta E_p$$

Nell'ipotesi che non ci siano scambi termici, che il fluido sia ideale e che il lavoro compiuto sia nullo si ha:

$$(h_e - h_{in}) + \frac{1}{2}(c_e^2 - c_{in}^2) + g(z_e - z_{in}) = 0$$

La variazione di entalpia vale:

$$(h_e - h_{in}) = u_e + p_e v_e + u_{in} + p_{in} v_{in}$$

Se riteniamo valida l'ipotesi che tra ingresso e uscita il fluido non subisca una variazione di temperatura, allora l'espressione della variazione di entalpia è pari a:

$$(h_e - h_{in}) = p_e v_e + p_{in} v_{in}$$

Ma se il fluido è incompressibile non varierà neppure il suo volume specifico, pertanto la variazione di entalpia si può assumere pari a:

$$(h_e - h_{in}) = p_e v + p_{in} v$$

Sostituendo tale salto entalpico nell'espressione del primo principio, otterremo l'enunciato del teorema di Bernoulli valido per fluidi ideali non comprimibili:

$$(p_e v - p_{in} v) + \frac{1}{2}(c_e^2 - c_{in}^2) + g(z_e - z_{in}) = 0$$

$$\frac{p_e}{\delta} + \frac{c_e^2}{2} + g z_e = \frac{p_{in}}{\delta} + \frac{c_{in}^2}{2} + g z_{in}$$