Bilanci

Sistema chiuso

Bilancio massa $M = \text{cost}$
Bilancio energia

$$\sum(\dot{Q} + \dot{L})_{in} = \sum(\dot{Q} + \dot{L})_{out} + \frac{dE}{dt}$$

$\frac{dE}{dt} = \frac{d}{dt}\left(M\frac{w^2}{2} + Mgz + U\right)$
Lavoro dilatativo, dovuto alla deformazione del contorno del sistema
(hp: TIR)
Compressione: $L_{in} = -\int PdV$
Espansione: $L_{in} = \int PdV$

Sistema aperto

Bilancio massa $m_{in} = m_{out}$
Bilancio energia

$$\dot{m}e_{in} + \sum(\dot{Q} + \dot{L})_{in} = \dot{m}e_{out} + \sum(\dot{Q} + \dot{L})_{out}$$

Energia specifica del fluido:
$e = \left(u + g\Delta z + \frac{w^2}{2} + Pv\right)$
Lavoro pulsione: $l_{puls} = Pv$
Entalpia: $h = u + l_{puls} = u + Pv$
Bilancio di potenze:

$$\dot{m}h_{in} + \dot{Q}_{in} = \dot{m}h_{out} + \dot{L}_{out}$$

Forma differenziale: $dh + dl_{out} = dq_{in}$ Lavoro utile in uscita:

$$l^{out}_{utile} = -\int_{in}^{out} vdP$$

Portata

Portata massica: $\dot{m} = \rho w A$
Portata volumetrica: $\dot{m} = \rho V$

Secondo principio

Enunciati

Kelvin: É impossibile realizzare una macchina il cui unico risultato preveda che tutto il calore assorbito da una sorgente omogenea sia interamente trasformato in lavoro.
Macchina motrice prevede $Q_c = L + Q_f$
Clausius: É impossibile realizzare una macchina il cui unico risultato sia quello di trasferire calore da un corpo piú freddo ad uno più caldo.
Macchina frigorifera prevede $Q_f + L = Q_c$

Entropia

Irreversibilitá dovute a scambio termico con ΔT non nulli sono **esterne**.
Irreversibilitá dovute ad attriti, miscelamenti, turbolenza sono **interne**.
Bilancio entropia:

$$\dot{m}_{in}s_{in} + \dot{S}_{Q\,in} + \dot{S}_{irr} = \dot{m}_{out}s_{out} + \dot{S}_{Q\,out} + \frac{dS}{dt}$$

Trasformazioni gas

Equazioni del Tds

Sistema chiuso: $du + Pdv = Tds$
Sistema aperto: $dh - vdP = Tds$

Gas ideali

$R = \frac{R*}{M_m}$

Monoatomica	$c_v = \frac{3}{2}R$	$c_p = \frac{5}{2}R$
Biatomica	$c_v = \frac{5}{2}R$	$c_p = \frac{7}{2}R$
Poliatomica	$c_v = 3R$	$c_p = 4R$

Energia interna: $du = c_v(T_f - T_i)$
Entalpia: $dh = c_p(T_f - T_i)$
Entropia:

$$\begin{aligned} s_2 - s_1 &= \left(c_v \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) + R\ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right)\right) \\ &= \left(c_p \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - R\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)\right) \end{aligned}$$

Costanti

$M_m^{aria} = 28.9, \left[\frac{Kg}{Kmol}\right]$
$M_m^{O2} = 32$
$M_m^{ELIO} = 4$
$M_m^{AZOTO} = 28$
$M_m^{ACQUA} = 18$
$P_{amb} = 101325, Pa$

Politropica

Calore specifico c_x costante durante la trasformazione.
Indice politropica: $n = \frac{c_x - c_p}{c_x - c_v}$

$$Pv^n = \text{cost}$$

$\frac{T_f}{T_i} = (\frac{P_f}{P_i})^{\frac{n-1}{n}}$ $\quad$ $\frac{T_f}{T_i} = (\frac{V_i}{V_f})^{n-1}$

Isobara

$$L^{ISOBARA}_{OUT} = P\Delta V$$

$$\begin{aligned} q_{in} &= l_{out} + \Delta u \\ &= \int PdV + c_v\Delta T \\ &= P\Delta V + c_v\Delta T \\ [G.I.] &= R\Delta T + c_v\Delta T \\ &= c_p\Delta T \\ q_{in} &= dh \end{aligned}$$

Il lavoro uscente in un sistema aperto é nullo: $l^{APERTO}_{out} = 0$

Isoterma

Sistema chiuso: $\Delta u = c_v\Delta T = 0$
Sistema aperto: $\Delta h = c_p\Delta T = 0$

$$l_{out} = q_{in} = -RT\ln\frac{P_f}{P_i}$$

Isocora

$q_{in} = \Delta u$
$l_{out} = 0$
Sistema chiuso:
$q_{in} = l_{out} + du = \int Pdv + du = 0 + du$
Sistema aperto:

$$\begin{aligned} q_{in} &= l_{out} + dh \\ &= -vdP + dh \\ &= -vdP + (du + l_{puls}) \\ &= -vdP + (du + vdP) \\ &= du \end{aligned}$$

Isoentropica

$$q_{in} = 0$$
$$\gamma = \frac{c_p}{c_v}$$

$\frac{T_2}{T_1} = \frac{P_2}{P_1}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$ $\quad$ $\frac{T_2}{T_1} = \frac{v_1}{v_2}^{\gamma-1}$ $\quad$ $\frac{P_2}{P_1} = \frac{v_1}{v_2}^{\gamma-1}$

Liquidi ideali

$\Delta u = C\Delta T$
$\Delta h = C\Delta T + v\Delta P$
$\Delta s = C\ln\frac{T_2}{T_1}$
Per i liquidi ideali una trasformazione isoentropica é anche isoterma:
$\Delta s = 0 = C\ln\left(\frac{T_f}{T_i}\right) \rightarrow T_f = T_i$
Per una trasformazione ISOBARA si usano le stesse leggi dei gas ideali, ma siccome il lavoro di pulsione é nullo perché $P = \text{cost}$ abbiamo $\Delta h = \Delta u$

Miscele

$$X = \frac{v - v_{LS}}{v_{VS} - v_{LS}}$$

Conduzione

Flusso termico: $\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{A}$
Legge Fourier che descrive flusso termico:

$$\dot{q} = -k\frac{dT}{dx}$$

Conducibilitá Termica: $k = \lambda = \frac{\dot{q}L}{\Delta T}$
Conservazione dell'energia

$$\frac{d\dot{q}}{dx} = -\rho c\frac{dT}{dt}$$

Equazione generale della Conduzione
$\frac{\partial}{\partial x}\left(k\frac{\partial T}{\partial x}\right) = \rho c\frac{dT}{dt}$

$R^{\text{lastra p.}}_{cond} = \frac{S}{KA}$ | $R^{cilin}_{cond} = \frac{\ln(\frac{r_e}{r_i})}{2\pi KL}$

$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R_{TOT}}$ Potenza Termica
$\dot{q} = \frac{\Delta T}{r_{TOT}}$ Flusso Termico
$R = \left[\frac{K}{W}\right]$ $\quad$ $r = \left[\frac{Km^2}{W}\right]$

Generazione interna:
$\dot{Q}_{in} + \dot{g}V = \dot{Q}_{out} + \frac{dU}{dt}$

Lastra piana con convezione:
$T = -\frac{\dot{g}}{2k}x^2 + \frac{\dot{g}}{2k}Lx + T_s$
$\dot{q} = -k(-\frac{\dot{g}}{k}x + \frac{\dot{g}}{2k}L)$

Convezione

Legge di Newton per la convezione:
$\dot{Q} = hA(T_s - T_\infty)$
Il numero di Biot ci indica se possiamo usare l'analisi a parametri concentrati:
$B_i = \frac{hL_c}{k_{materiale}} \ll 0.01 \mid L_c = \frac{V}{A_{\text{scambio}}}$

$$T(t) = T_\infty + (T_0 - T_\infty)^{e^{-\frac{t}{T}}}$$

$$\tau = \frac{Mc}{hA_{SCAMBIO}} \quad = \frac{\rho V c}{hA}$$

$$t = -\frac{\rho c V}{hA}\ln\left(\frac{T(t)-T_\infty}{T(0)-T_\infty}\right)$$

La viscositá cinematica: $\nu = \frac{\mu}{\rho}$
Perdita di carico: $\Delta P = f\left(\frac{L}{D}\right)\rho\frac{w^2}{2}$

$$Re = \frac{w_\infty \rho L}{\mu} = \frac{w_\infty L}{\nu}$$

Lastra p.	$Re_{cr} = 500000$
Cil. esterno	$Re_{cr} = 100000$
Cil. interno	$2300 <$ instabile < 4000
	$4000 <$ turbolento

$$P_R = \frac{c_p \mu}{k}$$

differenza con Biot é che il k usato é quello del fluido non quello del solido

$$N_u = \frac{\dot{Q_{cnv}}}{\dot{Q_{cnd}}} = \frac{hL}{k}$$

$$Nu = cRe^m Pr^{\frac{1}{3}}$$

$$T_{film} = \frac{T_s + T_\infty}{2}$$

Alette

Equazione aletta:

$$-d\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{conv}$$
$$\frac{d}{dx}\left(\frac{dT}{dx}\right) = \frac{h \cdot \mathrm{P}_{erimetro}}{k_s \cdot Sez} \cdot (T - T_\infty)$$

Parametro alette:
$m = \sqrt{\frac{h \cdot \mathrm{P}_{erimetro}}{k_s \cdot Sez}}$

$$L_c = L_{fin} + \frac{t}{2}$$

$$\eta_{fin} = \frac{\tanh(m \cdot L)}{m \cdot L}$$

$$\dot{Q}_{tot} = \dot{Q}_{base} + \dot{Q}_{fin} = h(A_{base} + A_{fin} \cdot \eta_{fin}) \cdot (T_s - T_\infty)$$

Regione di sviluppo

Laminare ($Re_D < 2300$):
Idrodinamica: $L \approx 0.05 \cdot Re \cdot D$
Termica: $L \approx 0.05 \cdot Re \cdot D \cdot Pr$
Turbolento ($Re_D > 4000$): $L \approx 10 \cdot D$

Convezione interna

Profilo Temperatura
Temperatura superficiale costante:

$$\ln\frac{T_s - T_u}{T_s - T_i} = -\frac{h \cdot A}{\dot{m} \cdot C_p}$$

Flusso termico costante:

$$T_s - T_f = \frac{\dot{q}}{h}$$

Differenza media logaritmica

$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_{Sx} - \Delta T_{Dx}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{Sn}}{\Delta T_{Dx}}\right)}$$

Scambiatori di calore

Interna
$\dot{m}_f = (\rho_f \cdot w_f \cdot A_t) \cdot N_{tubi}$
Esterna
$\dot{m}_c = (\rho_c \cdot w_c \cdot (\pi r_m - N_{tubi}A_t)) \cdot N_{tubi}$
$t =$ tubo $\quad m =$ mantello
$f =$ fluido freddo $\quad c =$ fluido caldo

$$N_{TUBI} = \left\lceil \frac{\dot{m}}{\rho \overline{w} Sez} \right\rceil$$

Coefficiente globale di scambio termico:
$U = \frac{1}{R_{tot} \cdot A}$

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_i} + \frac{D_i \ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2k} + \frac{1}{h_e}\frac{D_i}{D_e}$$

Con alettature interne o esterne:

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_i \cdot Z_i} + \frac{D_i \ln(D_e/D_i)}{2k} + \frac{1}{h_e \cdot Z_e}$$

$$Z_e = \frac{\{A_{base} + A_{fin} \cdot \eta_{fin}\}_e}{A_i}$$

$$Z_i = \frac{\{(\pi D_e L - N_{fin} l_{fin}) + A_{fin} \cdot \eta_{fin}\}_i}{A_i}$$

Calore scambiato: $\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml}$

Compressori

Sistema aperto che richiede un lavoro in ingresso per comprimere un gas (aumentare la sua pressione).
Se trasformazione isoentropica, quindi abbiamo rapporto di compressione $Pv^\gamma =$ cost

$$\frac{T_u^{is}}{T_i} = \frac{P_u}{P_i}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Rendimento isoentropico

$$\eta_{is}^C = \frac{l_{in}^{is}}{l_{in}} = \frac{h_u^{is} - h_i}{h_u - h_i} = \frac{T_u^{is} - T_i}{T_u - T_i}$$

Lavoro entrante

$$\dot{L}_{in} = \dot{m}c_p\frac{(T_u^{is} - T_i)}{\eta_{is}^C}$$

Rapporto di compressione: $\beta = \frac{P_u}{P_i}$
n uguali in serie: $\beta_{tot} = \beta^n$

Turbine

Rendimento isoentropico

$$\eta_{is}^T = \frac{l_{out}}{l_{out}^{is}} = \frac{h_i - h_u}{h_i - h_u^{is}} = \frac{T_i - T_u}{T_i - T_u^{is}}$$

Lavoro entrante

$$\dot{L}_{out} = \dot{m}c_p\frac{(T_i - T_u^{is})}{\eta_{is}^T}$$

Equazione di Bernoulli Linea dei carichi totali [m]:

$$z + \frac{P}{g\rho} + \frac{w^2}{2g} = \text{costante} = H$$

Pompa Lavoro necessario per aumentare pressione di un liquido.
$\dot{L}_{in} = \dot{m}(h_u - h_i) + \dot{m}(\frac{w_u^2}{2} - \frac{w_i^2}{2})$

$$dh = (u_u - u_i) + v(P_u - P_i)$$

$$\text{isoentropica} = 0 + \frac{1}{\rho}(P_u - P_i)$$

$$\dot{L}_{in} \approx \dot{m}\left(\frac{P_u - P_i}{\rho}\right)$$

Linea dei carichi in presenza di una pompa o turbina $H^* = H + \frac{l_{in}}{g}$

Rendimento idraulico: $\eta_{id} = \frac{\dot{L}_{p,is}}{\dot{L}_{p,re}}$
Prevalenza Pompa

$$H_{pompa} = \frac{(P_u - P_i)}{\rho \cdot g \cdot \eta_{id} \cdot \eta_{el}}$$

Idraulica

Prevalenza

$$H_d = \xi_T \dot{V}^2$$

Portata volumetrica: $\dot{V} = w \cdot Sez$
Coefficiente totale di perdita del tubo:
Serie:

$$\xi_T = \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{2g \cdot Sez_i^2} \cdot \left(f\left(\frac{L}{D}\right) + K\right)_i, [\frac{s^2}{m^5}]$$

Parallelo: $\frac{1}{\xi_{T,i}}$

$$\xi_p = \frac{1}{\{\sum_{i=1}^{N_{tubi}} \sqrt{\frac{1}{\xi^T}}\}^2} = \frac{\xi^T}{N_{tubi}^2}$$

$$S_Q^{OUT} = -\frac{Q^{IN}}{T_{SERB}}$$

$$L_{OUT} = L_{DIL} - L_{DISS}$$

$$H = PVU$$

$$ds = c\frac{dT}{T}$$

$$R_{CONV} = \frac{I}{hA}$$

$$T_i = T_0 - \dot{Q}\sum_{0}^{i} R$$

$$dh = cdt + vdP$$