

Corso di Fisica Tecnica per Ingegneria Meccanica – Prova del 12 settembre 2011

COGNOME

NOME

MATRICOLA

FIRMA

Esercizio 1

Una parete piana indefinita avente spessore s pari a 90 mm e conduttività termica λ pari a 2.5 W/mK è sede di generazione uniforme di potenza U''' pari a 4.8 W/dm³. Sapendo che il sistema è in condizioni stazionarie e che:

- la superficie di sinistra è adiabatica;

- la superficie di destra ha una temperatura imposta t_p pari a 35 °C ed è grigia con un coefficiente di assorbimento (grado di nerezza) α_p pari a 0.7;

- la stessa superficie di destra è lambita da un dominio convettivo costituito da aria avente $t_\infty = 20$ °C ed è affacciata a una seconda parete grigia con un coefficiente di assorbimento (grado di nerezza) α_s pari a 0.4 e avente temperatura imposta t_s pari a 75 °C;

determinare il valore del coefficiente convettivo h e quello della temperatura massima nella parete. Tracciare inoltre qualitativamente l'andamento della temperatura all'interno della parete.

NOTA: per gli studenti del corso da 7.5 crediti limitarsi alla determinazione di h

h	T_{max}
-----	-----------

Esercizio 2

In un serbatoio miscelatore diabatico vengono miscelate alla pressione costante di 1 bar una portata massica di 85 kg/min di acqua a 85 °C e una portata volumetrica di aria secca (gas ideale) pari a 0.4 m³/s alla temperatura di 15 °C. All'uscita dal serbatoio i fluidi, in equilibrio termodinamico, si trovano alla temperatura di 30 °C. Sapendo che all'esterno del serbatoio si ha aria secca alla temperatura di -5°C, determinare l'irreversibilità (produzione di entropia) dell'intero processo.

NOTA: trascurare l'umidificazione dell'aria interna, che può essere considerata aria secca per tutto il processo.

$S^{\circ tot}$

Esercizio 3

Un sistema cilindro-pistone, adiabatico e di massa trascurabile, contiene una massa $M = 0.5$ kg di metano (CH₄, approssimabile a gas ideale) a 30 °C, 1 bar. Mantenendo la pressione sempre costante, per un tempo pari ad 1 min il sistema è riscaldato elettricamente con un riscaldatore elettrico di potenza 100 W e contemporaneamente il gas è soggetto ad una generazione interna di potenza termica u° pari a 0.75 kW/kg. Determinare la temperatura finale del gas, il lavoro scambiato dal sistema con l'esterno ed il rendimento di tale sistema come convertitore di energia di tipo termico in lavoro.

T_f	L	η
-------	-----	--------

AVVERTENZE

- durata della prova: 1h 30';
- durante la prova non è consentito consultare testi, eserciziari, dispense, tabelle o qualsiasi altro tipo di materiale, né utilizzare telefoni cellulari, PC o altri strumenti di comunicazione a distanza;
- scrivere tutto ciò che si desidera venga corretto esclusivamente a penna, con inchiostro nero o blu;
- svolgere gli esercizi ordinatamente e commentando adeguatamente i passaggi effettuati;
- dovranno essere consegnati, entrambi compilati con nome cognome matricola e firma, questo testo ed un solo foglio di protocollo, su cui dovrà essere riportata la "bella copia" della soluzione degli esercizi proposti. Non verranno ritirati fogli "di brutta" né un numero di fogli superiore a uno. I risultati finali degli esercizi devono essere riportati, completi di unità di misura, nelle celle predisposte su questo foglio.
- chi desiderasse ritirarsi dalla prova semplicemente non consegnare il proprio compito. Può in tale caso tenere il testo.

Soluzioni

Esercizio 1

Dato che la faccia di sinistra è adiabatica, tutto il flusso originato dalla generazione interna di potenza deve essere smaltito verso destra, attraverso l'intercapedine per convezione e radiazione.

$$Q^{o''} = U^{o''} s \quad \text{e} \quad Q^{o''} = -h(T_{oo} - T_p) - \sigma(T_s^4 - T_p^4) / (1/\alpha_p + 1/\alpha_s - 1)$$

In queste due equazioni l'unica incognita è h: $h = [Q^{o''} + \sigma(T_s^4 - T_p^4) / (1/\alpha_p + 1/\alpha_s - 1)] / (T_p - T_{oo})$

Il massimo di temperatura si ha ovviamente in corrispondenza della parete adiabatica, per determinarne il valore bisogna integrare l'equazione di Poisson ottenendo il profilo generico di temperatura in una parete piana in condizioni stazionarie con generazione di potenza:

$$T(x) = -U^{o''}/(2\lambda) x^2 + C_1 x + C_2$$

imponendo come condizioni al contorno $Q^{o''}(x=0) = 0$ (o $Q^{o''}(x=s) = U^{o''} s$) e $T(x=s) = T_p$.

Dalla prima $C_1 = 0$, dalla seconda $C_2 = T_p + U^{o''} s^2 / (2\lambda)$. Questo offre il profilo effettivo $T(x)$ da cui immediatamente il valore $T(0) = C_2$.

Risultati numerici (tutti i valori sono in unità di misura SI base):

$U^{o''}$	4800.00		$Q^{o''}$	432.00	
s	0.090		$Q^{o''}$ rad	-109.87	
T_p	308.15		$Q^{o''}$ conv	541.87	
T_{oo}	293.15		h	36.12	
T_s	348.15		$T_{max} = T(0)$	315.93	42.78
α_p	0.70				
α_s	0.40				
λ	2.50				

Esercizio 2

Il miscelamento tra acqua e aria in questo caso non è adiabatico, per cui bisogna scrivere un bilancio di Primo Principio per sistemi fluenti (a = acqua, g = aria, i = iniziale, f = finale):

$$M^o a h_{ai} + M^o g h_{gi} + Q^o = M^o a h_{af} + M^o g h_{gf}$$

con Q^o positivo entrante nel sistema. $M^o a$ è nota (attenzione alle unità di misura), $M^o g$ è calcolabile dato che sono noti $V^o g_i$, P_i e T_i del gas, approssimabile ad ideale: $M^o g = P_i / R * T_i V^o g_i$

Trascurando l'umidificazione dell'aria, il bilancio si può poi riscrivere utilizzando le temperature:

$$M^o a c_{pa} (T_{ai} - T_{ref}) + M^o g c_{pg} (T_{gi} - T_{ref}) + Q^o = (M^o a c_{pa} + M^o g c_{pg}) (T_f - T_{ref})$$

in cui $T_{ref} = 0^\circ C$, T_f è la temperatura finale del miscuglio,

cioè esprimendo le temperature in $^\circ C$:

$$M^o a c_{pa} t_{ai} + M^o g c_{pg} t_{gi} + Q^o = (M^o a c_{pa} + M^o g c_{pg}) t_f$$

da cui si può calcolare Q° .

La variazione entropica totale è infine (attenzione al segno con cui compare Q°):

$$S^{\circ}_{\text{tot}} = S^{\circ}_a + S^{\circ}_g + S^{\circ}_{\text{aria ext}} = M^{\circ}_a c_{pa} \ln(T_f/T_{ai}) + M^{\circ}_g c_{pg} \ln(T_f/T_{gi}) - Q^\circ/T_{\text{aria ext}}$$

Risultati numerici (tutti i valori sono in unità di misura SI base):

M°_a	1.42	ρ_{gi}	1.21
T_{ai}	358.15	M°_g	0.48
P	100000.00	Q	-318871.30
V°_g	0.40	S°_a	-988.70
T_{gi}	288.15	S°_g	24.66
T_f	303.15	$S^{\circ}_{\text{aria ext}}$	1189.15
$T_{\text{aria ext}}$	268.15	S°_{tot}	225.11

NOTA: Se invece si volesse considerare anche l'umidificazione dell'aria (che sarà ovviamente satura a fine processo, essendo in equilibrio con acqua liquida), il bilancio andrebbe scritto come segue (M_{gi} è la portata di aria secca, coincidente all'inizio con la portata totale di gas):

$$M^{\circ}_a c_{pa} t_{ai} + M^{\circ}_g c_{pg} t_{gi} + Q^\circ = (M^{\circ}_a - X_f M^{\circ}_{gi}) c_{pa} t_f + M^{\circ}_{gi} [c_{pg} t_f + X_f (\lambda + c_{pv} t_f)]$$

con $X_f = 0.622 \phi P_{vs}(t_f) / [P_{tot} - \phi P_{vs}(t_f)]$ in cui $\phi = 1$.

E' ancora un'equazione nell'unica incognita Q° che quindi è determinabile.

Il vapore acqueo dovrebbe poi essere tenuto in conto anche nel calcolo della produzione entropica.

Esercizio 3

Scrivendo un bilancio di Primo Principio sul sistema si ha:

$$\Delta U = Q + L + L_{ND} + U^\circ \Delta \tau$$

$Q = 0$, gli altri termini possono essere riespressi come:

$$M c_v \Delta T = -P \Delta V + L^\circ_{ND} \Delta \tau + u^\circ M \Delta \tau$$

$$M (3 R^*) \Delta T = -M R^* \Delta T + L^\circ_{ND} \Delta \tau + u^\circ M \Delta \tau$$

in cui l'unica incognita è ΔT : $\Delta T = (L^\circ_{ND} + u^\circ M) \Delta \tau / M (4 R^*)$,

da cui poi la T finale e il lavoro scambiato.

Infine, il rendimento come convertitore di tipo diretto è:

$$\eta = -L / (L_{ND} + U^\circ \Delta \tau)$$

Risultati numerici (tutti i valori sono in unità di misura SI base):

M	0.5	MM	16
Ti	303.15	R*	519.63
P	100000.00	ΔT	27.42
τ	60	Tf	330.57
L°ND	100	L	-7125.00
u°	750	η	0.25