Esami di Stato 1998 - Ingegneria Chimica

TEMA n. 1

Di un impianto frigorifero ad assorbimento di ammoniaca a due stadi si tracci preliminarmente lo schema di flusso, si esegua poi la sua quantizzazione (valutando per ogni flusso di collegamento fra le apparecchiature: la portata, l'entalpia, la temperatura, la pressione e la composizione in ammoniaca) e lo schema di regolazione.

Si disquisisca se è preferibile l'alimentazione in serie o in parallelo dell'acqua di raffreddamento alle tre utenze: condensatore di testa della colonna distillazione, serpentino dell'assorbitore a media pressione e serpentino dell'assorbitore a bassa pressione.

Si determini inoltre quanto segue:

- ***assorbitori a media e bassa pressione***: la portata di calore da asportare con l'acqua di raffreddamento; la portata di quest'ultima; l'area si scambio dei serpentini di raffreddamento; la potenza assorbita dalle pompe della soluzione concentrata, aventi efficienza pari al 75%;
- ***recuperatore di calore alta e media pressione***: la portata di calore scambiato fra la soluzione diluita e quella concentrata; l'area di scambio termico;
- ***colonna di distillazione e stripper dell'ammoniaca***: l'area della sezione retta ed il diametro interno; la portata di calore da fornire al ribollitore di servizio e la sua area di scambio termico; il consumo di vapore utilizzato come cascame termico;
- ***condensatore di testa della colonna di distillazione***: la portata di calore da asportare con l'acqua di raffreddamento da torre e l'area di scambio termico.

Verificare infine i valori dei consumi specifici (cioè riferiti alle tons prodotte dall'impianto) relativi al vapore inviato ai ribollitori, alla portata di acqua di raffreddamento complessivamente utilizzata ed alla energia elettrica assorbita dalle pompe di spinta delle due soluzioni concentrate.

DATI

- potenzialità dell'impianto: 1500 tons (1 ton = 3000 kfrg/h) alle condizioni dell'evaporatore che lavora ad una pressione di 10 psia;
- livelli di pressione nell'impianto: alta = 220 psia; media = 70 psia; bassa = 10 psia;
- temperatura dell'acqua di raffreddamento da torre: 24,3 °C;
- temperatura dell'acqua di raffreddamento in uscita assorbitore media pressione: 31 °C;
- temperatura dell'acqua di raffreddamento in uscita assorbitore bassa pressione: 35 °C;
- temperatura soluzione concentrata in uscita assorbitore bassa pressione: 40 °C
- temperatura soluzione concentrata in uscita assorbitore media pressione: 36 °C
- differenza del titolo di ammoniaca fra soluzione concentrata e soluzione diluita: assorbitore bassa pressione = 0,06: assorbitore media pressione = 0,12 (i valori sono rapporti in peso, $kgNH_3/kg$ totali);
- coefficienti globali di scambio di calore: recuperatori di calore = 1100 $kcal/h/m^2/K$; serpentine degli assorbitori = 880 $kcal/h/m^2/K$; ribollitori = 1450 $kcal/h/m^2/K$; condensatore della colonna di distillazione = 1300 $kcal/h/m^2/K$;
- vapore per il riscaldamento (cascame termico): 2,52 atm; 127 °C; calore latente = 521,4 kcal/kg;
- area della sezione retta della colonna di distillazione: 0,0023 m^2/ton;
- area della sezione retta dello stripper: 0,002 m^2/ton;
- rapporti di riflusso della colonna di distillazione: testa = 0,8; coda = 0.36
- rapporto di riflusso di coda dello stripper: 0,076.

Considerare i disperdimenti termici solo per la colonna di distillazione e per lo stripper (sono trascurabili quelli relativi agli altri apparati dell'impianto) ed assumerli pari al 5% della portata termica teorica (cioè quando i disperdimenti sono nulli) da fornire ai rispettivi ribollitori; assumere inoltre trascurabili le perdite di carico nelle tubazioni di collegamento fra le apparecchiature dell'impianto.

Allegati:
- diagramma termodinamico temperatura-entropia ammoniaca pura;
- diagramma delle proprietà termiche delle soluzioni ammoniaca-acqua.

Ai fini dei calcoli di cui al punto 1 si assumano

A1) le tubazioni perfettamente coibentate con perdite di calore trascurabili;

A2) le dissipazioni di calore attraverso le pareti della camera di combustione trascurabili;

A3) il calore specifico di ogni corrente gassosa costante e pari a 0.255 kcal/kg/K;

A4) il potere calorifico inferiore del metano 8550 kcal/Nm^3;

A5) valida ovunque la legge dei gas perfetti;

A6) la pressione ovunque pari a 1 bar;

A7) la composizione dell'aria approssimabile da un rapporto azoto/ossigeno di 4;

A8) l'efficienza di trasferimento del calore del pre-riscaldatore pari al 90%.

Ai fini dei calcoli di cui al punto 2 si assumano:

A9) la velocità dei gas all'interno della camera di combustione pari a 3 m/s;

A10) il tempo di permanenza nella medesima pari a 2 s;

A11) l'aria esterna a 20°C, con vento trascurabile;

A12) le proprietà chimico-fisiche dei diversi flussi gassosi assimilabili a quelli dell'aria (vedi tabella seguente), rimanendo comunque valida la A5.

Temperatura (°C)	**Calore specifico (c_p)** (kcal/kg/K)	**10^5·viscosità (μ)** (kg/m/s)	**10^6·conducibilità termica (k)** (kcal/m/K/s)
20	0.247	1.812	6.34
100	0.250	2.11	7.57
200	0.253	2.52	9.24
300	0.257	2.90	10.81
400	0.26	3.25	12.2
500	0.263	3.63	13.7
600	0.267	4.00	15.1
700	0.270	4.25	16.4
800	0.274	4.60	17.7
900	0.277	4.95	19.2
1000	0.28	5.2	20.4

A13) l'emissività della lamiera metallica di ricopertura esterna (ε) pari a 0.65, essendo la costante di Boltzmann (σ) uguale a $4.92 \cdot 10^{-8}$ kcal/m^2/h/K^4.

A14) il fattore di forma per il calcolo del contributo dell'irraggiamento all'interno della camera di combustione, comprensivo degli effetti delle emissività di gas e parete di refrattario, pari a 0.2;

A15) il coefficiente di trasferimento per convezione naturale (h_{CN}) calcolabile con l'espressione:

$$\frac{h_{CN} L}{k} = 0.13 \left(\frac{L^3 \rho^2 g \beta}{\mu^2} \frac{c_p \mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}}$$

dove: -) L = altezza dell'inceneritore;

-) g = 9.81 m/s^2;

-) $\beta = \Delta T / \langle T \rangle$ = rapporto tra forza spingente e valore medio della temperatura (K).

A16) il coefficiente di trasferimento per convezione all'interno dell'inceneritore (h_C) dato da:

$$\frac{h_C D}{k} = 0.023 \cdot \mathrm{Re}^{0.8} \cdot \mathrm{Pr}^{0.33}$$

Dove. D = diametro interno dell'inceneritore;
Re, Pr = numeri di reynolds e Prandtl.

A17) la temperatura costante all'interno dell'inceneritore;
A18) disponibili i seguenti materiali refrattari e coibentanti, elencati in ordine di costo decrescente:

Refrattari*	**Temperatura massima di utilizzo (°C)**	**Conducibilità termica (kcal/m/h/°C)**
Mullitici	1600	4.0
Silico alluminosi	1400	4.7

* disponibili in mattoni opportunamente sagomati e con spessore di 12 o 24 cm.

Coibenti*	**Temperatura massima di utilizzo (°C)**	**Conducibilità termica (kcal/m/h/°C)**
Fibra alluminosa	1000	0.10
Lana di roccia	750	0.07
Lana di vetro	450	0.045

* disponibili in pannelli da 1 pollice di spessore.

Ai fini dei calcoli di cui al punto 3 si assumano:
A19) l'economizzatore (ECO) composto di una sezione di evaporazione ed una di surriscaldamento.
A20) la forza spingente minima al trasferimento di calore in ECO pari a 100°C;
A21) il grado di surriscaldamento del vapore in uscita dall'economizzatore (ECO) pari a 100°C;
A22) il calore di evaporazione dell'acqua dato dalla seguente tabella in funzione di P e T:

P (bar)	**T (°C)**	**ΔH_{ev} (kcal/kg)**	**P (bar)**	**T (°C)**	**ΔH_{ev} (kcal/kg)**
5	151.1	504.2	35	241.4	420.0
10	179.0	482.1	40	249.2	410.6
15	197.4	465.9	45	256.2	401.8
20	211.4	452.6	50	262.7	393.2
25	222.9	440.7	55	268.7	385.1
30	232.8	430.0	60	274.3	377.1

A23) le entalpie del vapore valutabili dell'estratto del diagramma di Mollier allegato;
A24) il vapore tecnologico a 7 bar di pressione e saturo all'atto della sua produzione;
A25) il rendimento di conversione del gruppo turbina-alternatore pari a 0.75.

Ai fini dei calcoli di cui al punto 4 si assuma:
A26) il coefficiente di scambio *overall* pari a 10 kcal/m^2/h/K.
A27) lo schema di flusso è in controcorrente con un fattore di scostamento dall'idealità pari a 0.85.