

Ministero dell' Istruzione, dell' Università e della Ricerca

M076 – ESAME DI STATO DI ISTITUTO PROFESSIONALE

CORSO DI ORDINAMENTO

indirizzo: TECNICO DEI SISTEMI ENERGETICI

Tema di: IMPIANTI TERMOTECNICI

Il candidato svolga, a propria scelta, uno solo dei seguenti temi proposti.

Tema n. 1

Si vuole riscaldare l'acqua di una piscina scoperta da 14 °C alla temperatura di utilizzo di 24 °C attraverso uno scambiatore termico a fascio tubiero. Le dimensioni della piscina, espresse in metri, sono $15 \times 10 \times h = 1,5$.

Il fluido caldo termovettore proviene da un impianto solare termico alla temperatura di 60°C e lascia lo scambiatore a 45 °C. La portata massica dello speciale fluido è di 2500 kg/h.

Il coefficiente globale di scambio termico dello scambiatore (del tipo acqua/acqua) sia $K_t = 900 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ ed il diametro del tubo sia $\varnothing = 28 \text{ mm}$.

Il candidato, scegliendo con motivato criterio ogni altro elemento eventualmente mancante:

1. determini la potenza della pompa di circolazione del fluido termovettore se la prevalenza è di 13 metri;
2. determini il tempo necessario per riscaldare l'acqua della piscina;
3. dimensioni lo scambiatore di calore.

Infine, il candidato descriva la differenza tra scambiatore a fascio tubiero e quello a piastra.

Tema n. 2

L'impianto di lubrificazione di un motore endotermico è azionato da una pompa ad ingranaggi a comando diretto. Sono noti:

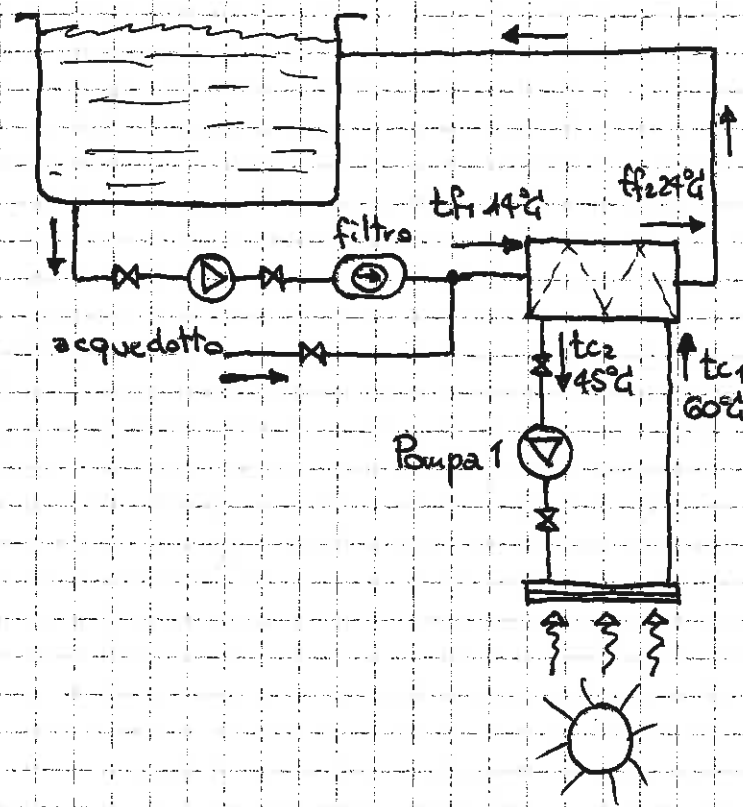
- la potenza assorbita dal motore: $P = 90 \text{ W}$;
- il rendimento totale: $\eta_T = 0,7$;
- il regime di funzionamento della pompa: $n = 3000 \text{ giri/min}$.

Il candidato, scegliendo e motivando opportunamente ogni altro dato eventualmente mancante, determini:

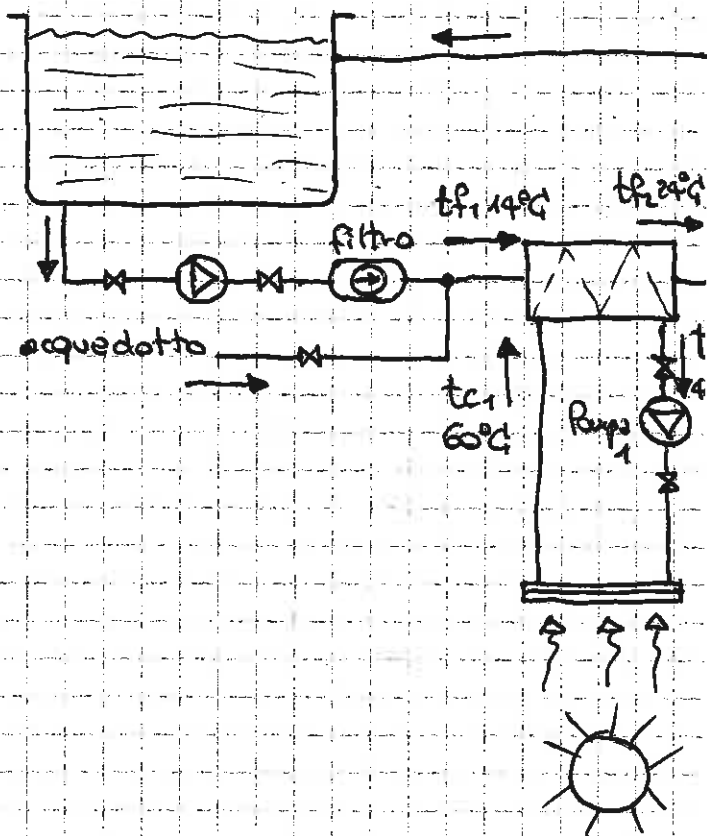
1. la portata teorica della pompa;
2. la cilindrata della pompa;
3. il rendimento volumetrico ed il rendimento meccanico della pompa.

Il candidato, inoltre, dopo aver proposto un sintetico schema dell'impianto di lubrificazione, ne descriva il funzionamento riferito ai principali componenti, con particolare riguardo alla tipologia di pompe maggiormente utilizzate.

Schema n°1 scambiatore in controcorrente



Schema n°2 scambiatore in equicorrente



Prima di iniziare il calcolo termico tipico, di progetto, volevo fare alcune considerazioni di come vengono riscaldate le piscine. Le piscine contengono ingenti masse d'acqua che devono essere mantenute a temperatura costante, siano esse collocate all'aperto o al chiuso. Nel riscaldamento delle piscine si distinguono due momenti diversi: messa a regime e mantenimento. La messa a regime è l'innalzamento della temperatura dell'acqua dal valore dell'acquedotto al valore di utilizzo. Questo operazione avviene in fase di primo avviamento della piscina o successivamente ogni qual volta occorre svuotare la vasca per le normali operazioni di igiene e manutenzione. Il tempo in cui può essere realizzata la messa a regime varia da 24h fino a 96h. Una volta raggiunta la temperatura desiderata, questa deve essere mantenuta per cui occorre erogare un apporto termico continuo equivalente alla somma delle dispersioni termiche dell'intera piscina; è questa la fase di mantenimento. Le dispersioni termiche di una piscina sono dovute a molteplici fattori: evaporazione della superficie dello specchio d'acqua; irraggiamento

verso l'ambiente esterno; convezione prodotta dal contatto tra l'aria e l'acqua; trasmissione attraverso le pareti del bagno; portata di ricambio giornaliero. Nel caso in esame, trattandosi di una piscina di 225 m³ e considerando trattasi di piscina coperta, dal prospetto seguente si ricava il fabbisogno termico dovuto alle dispersioni.

TABELLA N° 1		DISPERSIONE KW (Mcal/h) PISCINA			
SUPERFICIE m ²	VOLUME m ³	SCOPERTA VENTILATA	SCOPERTA PARZIALMENTE RIPARATA	SCOPERTA RIPARATA	COPERTA
10	15	11,6 (10,0)	8,7 (7,5)	5,2 (4,5)	1,7 (1,5)
20	30	23,3 (20,0)	17,4 (15,0)	10,5 (9,0)	3,5 (3,0)
30	45	34,9 (30,0)	26,2 (22,5)	15,7 (13,5)	5,2 (4,5)
40	60	46,5 (40,0)	34,9 (30,0)	20,9 (18,0)	7,0 (6,0)
50	75	58,1 (50,0)	43,6 (37,5)	26,2 (22,5)	8,7 (7,5)
60	90	69,8 (60,0)	52,3 (45,0)	31,4 (27,0)	10,5 (9,0)
80	120	93,0 (80,0)	69,8 (60,0)	41,9 (36,0)	14,0 (12,0)
100	150	116,3 (100,0)	87,2 (75,0)	52,3 (45,0)	17,4 (15,0)
120	180	139,5 (120,0)	104,7 (90,0)	62,8 (54,0)	20,9 (18,0)
160	240	186,0 (160,0)	139,5 (120,0)	83,7 (72,0)	27,9 (24,0)
180	270	209,3 (180,0)	157,0 (135,0)	94,2 (81,0)	31,4 (27,0)
200	300	232,6 (200,0)	174,4 (150,0)	104,7 (90,0)	34,9 (30,0)
250	375	290,7 (250,0)	218,0 (187,5)	130,8 (112,5)	43,6 (37,5)
300	450	348,8 (300,0)	261,6 (225,0)	157,0 (135,0)	52,3 (45,0)
400	600	465,1 (400,0)	348,8 (300,0)	209,3 (180,0)	69,8 (60,0)
500	750	581,4 (500,0)	436,0 (375,0)	261,6 (225,0)	87,2 (75,0)
700	1.050	814,0 (700,0)	610,5 (525,0)	366,3 (315,0)	122,1 (105,0)
800	1.200	930,2 (800,0)	697,7 (600,0)	418,6 (360,0)	139,5 (120,0)
900	1.350	1.046,5 (900,0)	784,9 (675,0)	470,9 (405,0)	157,0 (135,0)
1.000	1.500	1.162,8 (1.000,0)	872,1 (750,0)	523,3 (450,0)	174,4 (150,0)
1.200	1.800	1.395,3 (1.200,0)	1.046,5 (900,0)	627,9 (540,0)	209,3 (180,0)
1.500	2.250	1.744,2 (1.500,0)	1.308,1 (1.125,0)	784,9 (675,0)	261,6 (225,0)
1.800	2.700	2.093,0 (1.800,0)	1.569,8 (1.350,0)	941,9 (810,0)	314,0 (270,0)
2.100	3.150	2.441,9 (2.100,0)	1.831,4 (1.575,0)	1.098,8 (945,0)	366,3 (315,0)

Lo scambiatore di calore deve essere dimensionato in base alla potenza termica scambiata tra i due fluidi e il fabbisogno termico dovuto alle dispersioni.

Determiniamo il fabbisogno termico per le dispersioni, riferendolo dalla tabella N°1 risulta:

$$Q_d = 26,2 \text{ kW}$$

Calcolato quest'ultimo, ci accingiamo a determinare la potenza termica scambiata tra i due fluidi.

Determiniamo la portata volumetrica del fluido caldo

$$Q_{vc} = \frac{Q_{mc}}{\rho_{H_2O}} = \frac{2500}{1000} = 2,5 \text{ m}^3/\text{h} \rightarrow \approx 7 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{sec}$$

Calcoliamo la potenza idraulica della pompa 1 di circolazione del fluido caldo, giacché richiesta dal testo.

$$P_i = \gamma \cdot Q_{vc} \cdot H_m = 9810 \cdot 7 \cdot 10^{-4} \cdot 13 = 88,5 \text{ watt}$$

considerando un rendimento totale della pompa pari a 0,75, calcoliamo la potenza effettiva:

$$P_{eff} = \frac{P_i}{\eta_p} = \frac{88,5}{0,75} = 118 \text{ watt}$$

Calcoliamo la sottrazione del flusso termico Q_{tm} , che fa diminuire la temperatura del fluido caldo dal valore di ingresso t_{c1} al valore di uscita t_{c2} ; per piccole cadute di pressione all'interno dello scambiatore, se non vi sono cambiamenti di stato e se i calori specifici possono ritenersi costanti lungo il percorso, variano, cioè, poco in funzione della temperatura, il bilancio si può scrivere nel modo seguente:

$$Q_{tm} = Q_{mc} \cdot C_{pc} \cdot (t_{c1} - t_{c2}) = 0,7 \cdot 4186 \cdot (60 - 45) = 43953 \text{ wJ}$$

essendo C_{pc} la capacità termica massica del fluido caldo.

Scriviamo l'equazione della quantità di calore Q_{tm} , la medesima di sopra, acquistata dal fluido freddo, che fa aumentare la temperatura da un valore t_{f1} a un valore t_{f2} : $Q_{tm} = Q_{mf} \cdot C_{pf} \cdot (t_{f2} - t_{f1})$ e determiniamo la portata del fluido freddo.

$$Q_{mf} = \frac{Q_{tm}}{C_{pf} \cdot (t_{f2} - t_{f1})} = \frac{43953}{4186 \cdot (24 - 14)} = 1,05 \text{ Kg/sec}$$

e una portata volumetrica del fluido freddo pari a:

$$Q_{vf} = \frac{Q_{mf}}{\gamma_{H_2O}} = \frac{1,05}{1000} = 1,05 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{sec} \rightarrow 3,78 \text{ m}^3/\text{h}$$

Calcoliamo il tempo necessario a riscaldare l'acqua della piscina:

$$\text{Volume della vasca} = 15 \times 10 \times 1,5 = 225 \text{ m}^3$$

$$Q_{vf} = \frac{V_{vasca}}{\text{tempo}}; \quad t = \frac{V_{vasca}}{Q_{vf}} = \frac{225}{3,78} = 59,5 \text{ h}$$

valore che rientra nella norma.

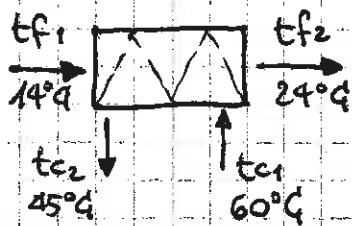
Risultando la potenza termica scambiata tra i due fluidi superiore al valore delle dispersioni, ci acingeremo a dimensionare lo scambiatore in base, esclusivamente, al dato della potenza termica.

Nota il gradiente termico, in base alle equazioni precedenti, si procede al dimensionamento della superficie A dello scambiatore a fascio tubiero con un'equazione che lega il calore trasmesso Q_{tm} con l'area A e la differenza di temperatura ΔT_m dei due fluidi, metodo MLDT, $Q_{tm} = K \cdot A \cdot \Delta T_m$ oppure con il metodo ϵ -NUT. L'operazione ΔT_m è chiamata, in modo corretto, differenza di temperatura media logaritmica, ed è definita dal rapporto:

$$\Delta T_m = (\Delta T_1 - \Delta T_2) / \log_n (\Delta T_1 / \Delta T_2)$$

essendo ΔT_1 la differenza di temperatura iniziale e ΔT_2 la differenza di temperatura finale.

Schema n°1) Scambiatore in controcorrente



In questo caso: $\Delta T_1 = (tc_1 - tf_2) = (60 - 24) = 36^\circ\text{C}$

$$\Delta T_2 = (tc_2 - tf_1) = (45 - 14) = 31^\circ\text{C}$$

e il ΔT_m diviene: $(\Delta T_1 - \Delta T_2) / \log_n (\Delta T_1 / \Delta T_2)$

$$= (36 - 31) / \log_n (36 / 31) = 5 / \log_n 1,16 = 5 / \log_{10} 1,16 \cdot 2,303 \approx 33,5^\circ\text{C}$$

trattandosi di differenza di temperatura, per il calcolo di ΔT_m si può esprimere indifferentemente in gradi Celsius o gradi Kelvin.

Possiamo adesso calcolare la superficie dello scambiatore con il metodo MLDT:

$$A = \frac{Q_{tm}}{K \cdot \Delta T_m} = \frac{43953}{900 \cdot 33,5} = 1,46 \text{ m}^2$$

metodo ϵ -NUT: per ottenere un'espressione dell'equazione di scambio termico che non comprenda alcuna temperatura di uscita si definisce l'efficienza di uno scambiatore, ϵ , il rapporto tra la potenza termica effettivamente scambiata nello scambiatore e la massima potenza termica scambiabile: $\epsilon = \frac{Q_{tm}}{Q_{max}}$ ($0 < \epsilon < 1$)

La massima potenza termica scambiabile è quella realizzabile in uno scambiatore in cui il fluido di minore portata termica subisce il massimo salto di temperatura possibile senza violare il II principio della termodinamica, e questo si verifica quando esce dallo scambiatore

più favore ad una temperatura pari a quella di ingresso del secondo fluido. In altre parole, per uno scambiatore in controcorrente, il flusso termico scambiabile per A tendente all'infinito equivale a:

situazione 1) per $Q_{mf} \cdot C_{pf} < Q_{mc} \cdot C_{pc}$ $Q_{max} = Q_{mf} \cdot C_{pf} \cdot (t_{c1} - t_{f1})$

situazione 2) per $Q_{mf} \cdot C_{pf} > Q_{mc} \cdot C_{pc}$ $Q_{max} = Q_{mc} \cdot C_{pc} \cdot (t_{c1} - t_{f1})$

situazione 3) per $Q_{mf} \cdot C_{pf} = Q_{mc} \cdot C_{pc}$ è indifferente scegliere la prima o la seconda.

Nel caso in esame: $Q_{mf} \cdot C_{pf} = 1,05 \cdot 4186 = 4395,3 \text{ J/s} \cdot \text{C}^\circ$

$Q_{mc} \cdot C_{pc} = 0,7 \cdot 4186 = 2930,2 \text{ J/s} \cdot \text{C}^\circ$

quindi $Q_{mf} \cdot C_{pf} > Q_{mc} \cdot C_{pc}$, che corrisponde alla situazione 2, ha pertanto:

$$\epsilon = \frac{Q_{tm}}{Q_{mc} \cdot C_{pc} \cdot (t_{c1} - t_{f1})} = \frac{4395,3}{4186 \cdot 0,7 \cdot (60 - 14)} = 0,33$$

il rapporto tra le capacità termiche orarie:

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{Q_{mc} \cdot C_{pc}}{Q_{mf} \cdot C_{pf}} = \frac{4186 \cdot 0,7}{4186 \cdot 1,05} = 0,66$$

A questo punto è possibile ricavare il numero di unità di trasmissione del calore attraverso l'apposita formula:

$$NUT = \frac{1}{C-1} \cdot \log_{0n} \left[\frac{\epsilon-1}{(\epsilon \cdot C)-1} \right] = \frac{1}{0,66-1} \cdot \log_{0n} \left[\frac{0,33-1}{(0,33 \cdot 0,66)-1} \right] = 0,45$$

e determinare la superficie A dello scambiatore:

$$A = \frac{NUT \cdot C_{min}}{K} = \frac{0,45 \cdot 4186 \cdot 0,7}{900} = 1,46 \text{ m}^2$$

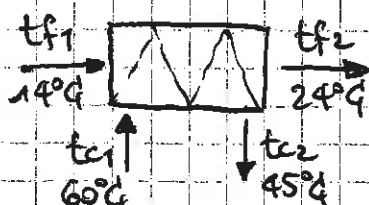
Si noti come il metodo ϵ -NUT risulti più complesso di quello MLDT

Non è sempre possibile, tuttavia, usare il metodo MLDT in quanto non

è detto che si conoscano sempre le temperature di uscita del fluido

freddo e del fluido caldo.

Schema n° 2) scambiatore in equicorrente



In questo caso entrambi i fluidi entrano ed escono dalla medesima

$\Delta T_1 = (t_{c1} - t_{f1}) = (60 - 14) = 46 \text{ C}^\circ$

$$\Delta T_2 = (t_{c2} - t_{f2}) = (45 - 24) = 21^\circ \text{C}.$$

$$\Delta T_m = (\Delta T_1 - \Delta T_2) / \log_n (\Delta T_1 / \Delta T_2) = (46 - 21) / \log_n (46/21) = 25 / \log_n 2,19 = 25 / \log_{10} 2,19 \cdot 2,303 \approx 32^\circ \text{C}$$

Ricaviamo la superficie dello scambiatore in equicorrente,

$$A = \frac{Q_{tm}}{K \cdot \Delta T_m} = \frac{43,953}{900 \cdot 32} = 1,53 \text{ m}^2$$

l'efficienza dello scambiatore risulta:

$$\xi = \frac{Q_{tm}}{Q_{t \rightarrow \infty}}$$

$$Q_{t \rightarrow \infty} = Q_{mc} \cdot C_{pc} \cdot (t_{c1} - t_{s\infty}) = Q_{mf} \cdot C_{pf} \cdot (t_{s\infty} - t_{f1})$$

$$\text{da cui } T_{s\infty} = \frac{Q_{mf} \cdot C_{pf} \cdot t_{f1} + Q_{mc} \cdot C_{pc} \cdot t_{c1}}{Q_{mf} \cdot C_{pf} + Q_{mc} \cdot C_{pc}}$$

$$T_{s\infty} = \frac{(1,05 \cdot 4186 \cdot 14) + (0,7 \cdot 4186 \cdot 60)}{(1,05 \cdot 4186) + (0,7 \cdot 4186)} = 32,4^\circ \text{C}$$

$$\text{per cui } \xi = \frac{Q_{tm}}{Q_{mc} \cdot C_{pc} \cdot (t_{c1} - t_{s\infty})} = \frac{43953}{0,7 \cdot 4186 \cdot (60 - 32,4)} = 954$$

Si noti la differenza nell'efficienza tra uno scambiatore in controcorrente e in equicorrente, dovuta al fatto, che nello scambiatore in equicorrente, e' piú ridotto il ΔT fra i due fluidi,

Considerando di utilizzare uno scambiatore in controcorrente, dato ci risulta essere piú efficiente, e prevedendo una configurazione semplice (vedi fig. 5-3) e quattro tubi diretti tra ingresso e uscita del fluido freddo, con il metodo MLDT, nota la potenza termica scambiata tra i due fluidi, e' facile ottenere l'area della superficie di scambio termico con la seguente formula: $A = Q_{tm} / (K \cdot \Delta T_m \cdot F)$

Il fattore di correzione F , per la configurazione semplice, può essere considerato pari a 1, per cui l'area della superficie di scambio termico e':

$$A = \frac{43,953}{900 \cdot 33,5 \cdot 1} = 1,46 \text{ m}^2$$

A questo punto siamo in grado di ricavare la lunghezza del tubo!

$$L = \frac{A}{\pi \cdot d_m \cdot n^{\circ} \text{tubi}} = \frac{1,46}{\pi \cdot 29,5 \cdot 10^{-3} \cdot 4} = 3,9 \text{ m}$$

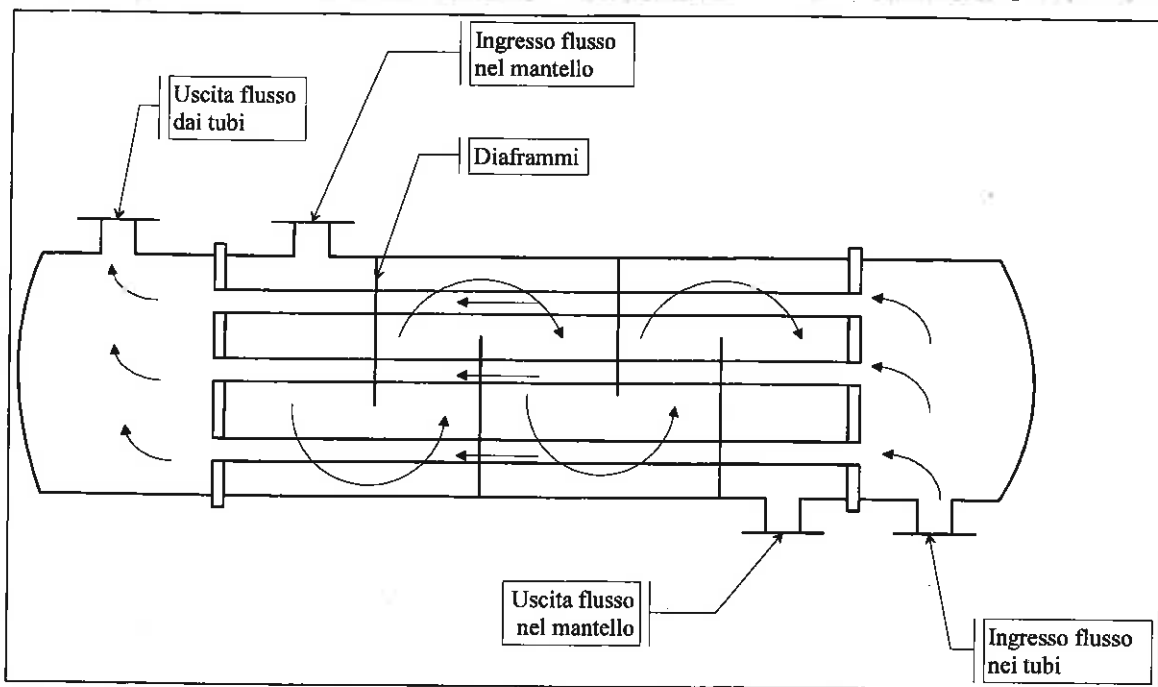


Figura 5-3: Scambiatore a fascio tubiero.

A questo punto il problema diventa tecnologico, e quindi di costruzione. Nelle considerazioni costruttive occorre anche tener presenti i problemi legati all'ingombro dell'apparecchio unitamente al costo e che deve essere verificata la condizione di controcorrente; la velocità deve essere tale da verificare il coefficiente di scambio globale. Considerando di utilizzare i tubi di rame con dia. int. 28mm, come definisce il testo, e uno spessore di 1,5 mm, determiniamo la velocità del fluido all'interno. Poiché si è ipotizzato che internamente ai tubi passa l'acqua fredda la sezione di passaggio è:

$$A = \frac{\pi \cdot d_i^2 \cdot n^{\circ}}{4} = \frac{\pi \cdot (28 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 4}{4} = 2,46 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad n^{\circ} = \text{numero dei tubi}$$

Quindi, nota la portata volumetrica Q_{vf} , la velocità è:

$$v_{vf} = \frac{Q_{vf}}{A} = \frac{195 \cdot 10^{-3}}{2,46 \cdot 10^{-3}} = 0,43 \text{ m/sec}$$

La velocità ricavata risulta accettabile per procedere alla conferma del coefficiente globale di scambio termico K prestabilito. Per poter confermare il coefficiente K , occorre innanzitutto calcolare i coefficienti di scambio termico convettivi lato interno, α_i , e lato esterno, α_e . Per il coefficiente di scambio termico esterno, α_e , ipotizziamo un valore di $1900 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, mentre quello interno deve essere determi-

nota mediante un'opportuna correlazione di scambio termico per convezione. Il numero di Reynolds per l'acqua che passa all'interno dei tubi vale:

$$Re = \frac{4 \cdot Q_{mf}}{\pi \cdot D_i \cdot v_f \cdot n_{\text{tubi}}} = \frac{4 \cdot 1,05}{\pi \cdot 28 \cdot 10^{-3} \cdot 1,00 \cdot 10^{-3} \cdot 4} = 11.937$$

Essendo il flusso di tipo turbolento e pienamente sviluppato, il coefficiente di scambio termico può essere determinato mediante la correlazione di Colborn

$$Nu_i = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_f^{1/3} = 0,023 \cdot 11.937^{0,8} \cdot 6,96^{1/3} = 79,7$$

da cui

$$\alpha_i = Nu_i \cdot \frac{k_f}{D_i} = 79,7 \cdot \frac{0,603}{28 \cdot 10^{-3}} = 1716 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

A questo punto è possibile ricavare il coefficiente di scambio termico globale:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_e} + \frac{\delta}{\lambda}} = \frac{1}{\frac{1}{1716} + \frac{1}{1300} + \frac{15 \cdot 10^{-3}}{395}} = 899 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

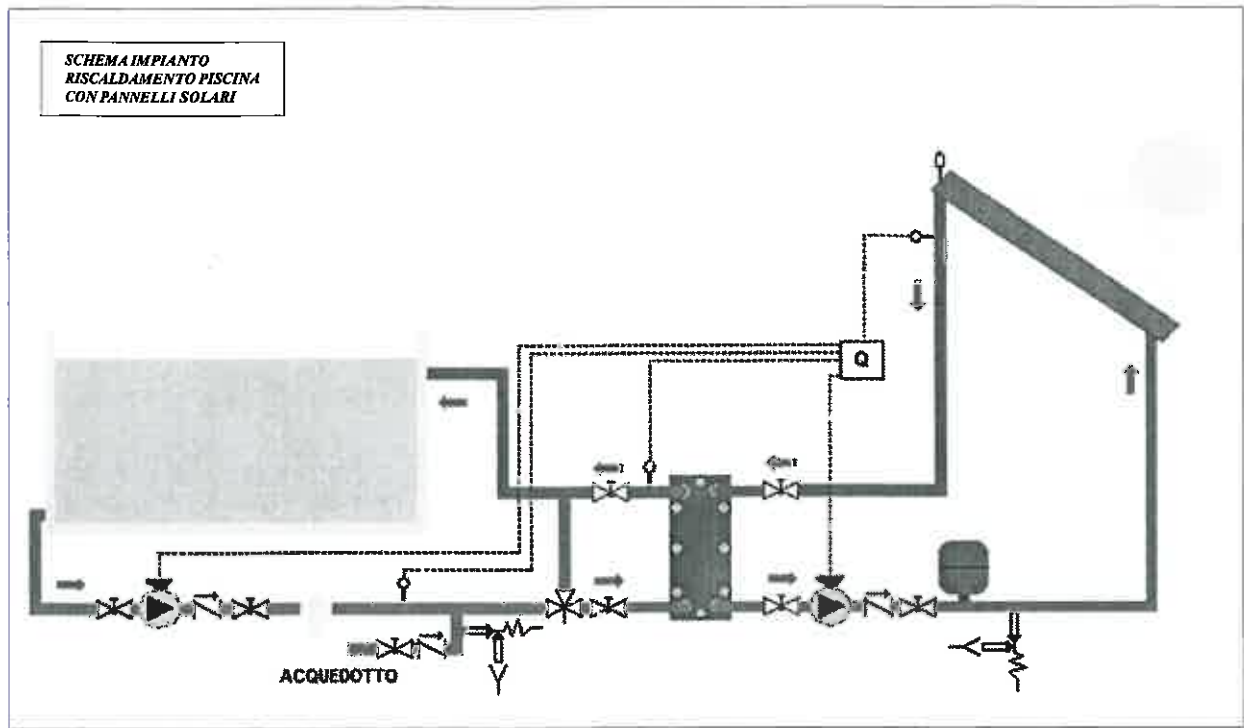
il coefficiente K corrisponde a quello del testo, per cui la velocità del fluido freddo garantisce il coefficiente di scambio globale.

Per compattare la lunghezza dello scambiatore e mantenere la stessa area di scambio, si possono avere scambiatori con due o più passaggi nei tubi e uno nel mantello, oppure con più passaggi nei tubi e nel mantello.

Un altro tipo di scambiatori sono quelli a piastre, ci occuperemo a dimensionare uno scambiatore a piastre per la nostra applicazione. Lo scambiatore a piastre che si può utilizzare ha piastre di area di $0,045 \text{ m}^2$ e un coefficiente di convezione $\alpha = 10.000 \text{ Kcal/hm}^2\text{K}$. la resistenza alla parete, compreso il fattore di sporca mento, è di $0,8 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K} / \text{Kcal}$.

Di seguito, riportiamo uno schema dell'impianto di riscaldamento della piscina con pannelli solari e scambiatore a piastre.

SCHEMA IMPIANTO
RISCALDAMENTO PISCINA
CON PANNELLI SOLARI



Lo NTU minimo richiesto e' dato da:

$$NTU = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{\Delta T_{lm}} = \frac{60 - 45}{33,5} = 0,45$$

Tutti i canali in parallelo con un solo passaggio danno un K pari a:

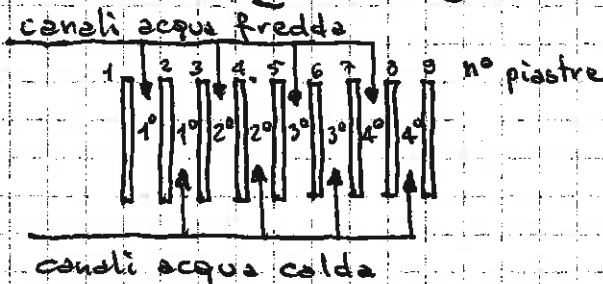
$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_s} + \frac{1}{\alpha} + 0,8 \cdot 10^{-4}} = \frac{1}{\frac{1}{10000} + \frac{1}{10000} + 0,8 \cdot 10^{-4}} = 3571 \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K}}$$

E' facile constatare che per avere una $NTU = 0,45$ il numero di piastre e' dato da $N = 9$

$$NTU = \frac{K \cdot S_{tot}}{Q_{min} \cdot C_{pc}} = \frac{K \cdot [(N-2) \cdot S_u]}{Q_{min} \cdot C_{pc}} = \frac{3571 \cdot [(9-2) \cdot 0,045]}{2500 \cdot 1} = 0,45$$

Lo scambiatore risulta ben dimensionato termicamente con un numero totale di 9 piastre e un numero di canali:

$$\text{n}^\circ \text{ canali} = \frac{N-1}{2} = \frac{9-1}{2} = 4$$



Quindi utilizzeremo un solo gruppo di 4 canali in parallelo su ciascun lato e portate per canale di 278 L/h e 420 L/h

Determiniamo la portata per canale

per questo tipo di piastre, considerando una NTU pari a 1

$$Q_c = \frac{K \cdot 2 \cdot S_u}{NTU} = \frac{3571 \cdot 2 \cdot 0,045}{1} = 321 \text{ L/h}$$

I coefficienti di convenzione vengono modificati secondo l'esponente di $Re^{0,668}$

$$\left(\frac{278}{321}\right)^{0,668} \times 10.000 = 9084 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2\text{K}}; \left(\frac{420}{321}\right)^{0,668} \times 10.000 = 11.967 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2\text{K}}$$

Il nuovo K è dato da:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + 0,8 \cdot 10^{-4}} = \frac{1}{\frac{1}{9084} + \frac{1}{11.967} + 0,8 \cdot 10^{-4}} = 3654 \frac{\text{Kcal}}{\text{hm}^2\text{K}}$$

da cui, per uno scambiatore con un n° di piastre inferiore a 10:

$$NTU = \frac{2 \cdot K \cdot (N-2) \cdot S_u}{\text{Quin} \cdot C_p \cdot (N-1)} = \frac{2 \cdot 3654 \cdot (9-2) \cdot 0,045}{278 \cdot 1 \cdot (9-1)} = 1,03$$

Come abbiamo visto, lo scambiatore a piastre ha il vantaggio, rispetto allo scambiatore a fascio tubiero, di avere un ingombro fortemente ridotto in virtù di un lay-out più compatto e di coefficienti di scambio più elevati ed inoltre è facilmente amplificabile in caso di mutate esigenze di processo; ha viceversa lo svantaggio di essere abbastanza sensibile allo sporcamento delle superfici di scambio avendo però il vantaggio di un'agevole possibilità di smontaggio con conseguente facilità di pulizia. Trova quindi impiego nelle applicazioni di scambio tra diversi tipi di fluidi, ed in tutti quei casi in cui bassi coefficienti di scambio dovuti a caratteristiche del liquido, o a basse velocità, richiedono speciali accorgimenti per l'incremento del coefficiente stesso. I limiti d'impiego sono normalmente temperature non superiori a 200°C (a causa delle guarnizioni in elastomero) e pressioni non superiori a 25 bar. Di contro, gli scambiatori a fascio tubiero, riferendosi al caso specifico di tubi bollitori ed una caldaia, possono essere investiti con fumi caldissimi ad una temperatura fra i $1000 \pm 1200^\circ\text{C}$. Uno dei vantaggi degli scambiatori a piastre è il costo relativamente basso delle versioni in materiali speciali; infatti una gran parte del costo è dovuta all'ammortamento

non cambia al variare del materiale di costruzione, il costo del materiale base incide quindi in misura minore di quanto non avvenga, ad esempio, negli scambiatori a fascio tubiero.

Svolgimento TEMA n° 2

La potenza effettiva, assorbita dal motore, è data dalla prevalenza manometrica, considerando, non essendo menzionato nel testo ministeriale, un valore di 5 bar, per la portata, diviso il rendimento totale della pompa.

$$P_{eff} = \frac{H \cdot Q_t}{\eta_{tot}}$$

per cui la portata teorica risulta:

$$Q_t = \frac{P_{eff} \cdot \eta_{tot}}{H} = \frac{90 \times 0,7 \times 60}{5 \times 10^5} = 7,56 \times 10^{-3} \frac{m^3}{min} \rightarrow 7,56 \frac{dm^3}{min}$$

La cilindrata della pompa risulta:

$$V_{cil} = \frac{Q_t}{n/g} = \frac{7,56}{3000} = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ dm}^3/\text{giro}$$

Il rendimento totale è dato dal prodotto del rendimento meccanico e del rendimento volumetrico:

$$\eta_{tot} = \eta_m \cdot \eta_v$$

considerando, visto la tipologia della pompa, un rendimento volumetrico pari a $\eta_v = 0,94$, il rendimento meccanico corrisponde a:

$$\eta_m = \frac{\eta_{tot}}{\eta_v} = \frac{0,7}{0,94} = 0,74$$