

Corso di Termodinamica Applicata: Esercitazione n°3

5 giugno 2013

Indice

Consegna	1
1 Dati ed Ipotesi	5
2 Soluzione e Risultati	6
2.1 Calcolo della portata di acqua di raffreddamento	6
2.2 Dimensionamento dello scambiatore	7
2.3 Verifica dello scambiatore fuori-progetto	11
3 Discussione dei Risultati	15

Consegna

Si consideri uno scambiatore di calore in controcorrente a tubi concentrici che deve raffreddare olio leggero dalla temperatura di 90°C alla temperatura di 30°C attraverso acqua che entra nello scambiatore a 18°C . Le principali proprietà termofisiche dei due fluidi sono riportate in Tab. 1. Sono inoltre noti i seguenti dati:

1. Tubo interno di acciaio inossidabile ($\lambda = 15,1 \text{ W/mK}$) con diametro interno di 6 cm e diametro esterno di 8 cm;
2. Tubo esterno con diametro interno 12 cm;
3. Differenza di temperatura ingresso lato caldo $\Delta T_{app} = 40^{\circ}\text{C}$;

4. Portata olio 4 kg/s;

Nell'ipotesi che il numero di Nusselt sia valutabile attraverso la relazione

$$\text{Nu} = 0,023\text{Re}^{0,8}\text{Pr}^{1/3}$$

Determinare:

1. Portata acqua;
2. Coefficiente di scambio termico globale;
3. Lunghezza dello scambiatore;
4. Resistenza di parete;
5. Numero di unità di scambio termico;
6. Efficacia dello scambiatore.

Tracciare inoltre il diagramma T-Q dello scambiatore, e stimare il volume dello scambiatore nell'ipotesi in cui si abbia una densità di area di scambio termico pari a $300 \text{ m}^2/\text{m}^3$.

T (°C)	ρ (kg/m ³)	c_p (kcal/kg°C)	$\mu \cdot 10^5$ (Ns/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	k (kcal/hm°C)	Pr	$a \cdot 10^4$ (m ² /h)	$\beta \cdot 10^3$ (1/°C)	$\frac{g\beta\rho^2}{\mu^2}$ (1/°C m ³)
Acqua									
0	1000	1,01	179	1,79	0,474	13,7	4,70	-0,066	
4	1000	1,00	155	1,55	0,483	11,6	4,84	0,036	14 · 10 ⁷
10	1000	1,00	131	1,31	0,493	9,55	4,95	0,088	51 · 10 ⁷
16	997	0,999	113	1,13	0,505	8,03	5,07	0,153	12 · 10 ⁸
21	997	0,998	97,8	0,985	0,516	6,82	5,18	0,216	22 · 10 ⁸
27	995	0,998	86,0	0,864	0,525	5,89	5,27	0,270	36 · 10 ⁸
32	994	0,997	76,3	0,765	0,534	5,13	5,36	0,324	54 · 10 ⁸
38	992	0,998	68,1	0,686	0,541	4,52	5,46	0,360	75 · 10 ⁸
66	979	1,00	43,4	0,443	0,570	2,74	5,81	0,557	28 · 10 ⁹
93	962	1,00	30,5	0,316	0,581	1,88	6,08	0,720	71 · 10 ⁹
121	941	1,01	23,4	0,250	0,589	1,45	6,20	0,865	14 · 10 ¹⁰
149	917	1,03	18,7	0,204	0,586	1,18	6,22	1,08	25 · 10 ¹⁰
177	890	1,05	15,6	0,175	0,581	1,02	6,20	1,24	40 · 10 ¹⁰
204	857	1,08	13,5	0,158	0,566	0,927	6,10	1,44	57 · 10 ¹⁰
232	826	1,12	11,8	0,144	0,545	0,876	5,88	1,62	77 · 10 ¹⁰
260	784	1,19	10,5	0,134	0,519	0,87	5,56	1,80	97 · 10 ¹⁰
288	735	1,31	9,5	0,129	0,483	0,93	4,69	1,98	11 · 10 ¹¹
316	678	1,51	8,6	0,127	0,434	1,09	4,24	2,16	13 · 10 ¹¹
Olio leggero									
16	913	0,43	8660	94,7	0,11	1170	2,92	0,68	74,5 · 10 ⁴
27	910	0,44	4140	45,5	0,11	570	2,87	0,68	325 · 10 ⁴
38	895	0,46	2280	25,4	0,11	340	2,74	0,70	106 · 10 ⁵
66	870	0,48	788	9,1	0,11	122	2,68	0,72	85,0 · 10 ⁶
93	865	0,51	372	4,3	0,11	62	2,50	0,76	407 · 10 ⁶
121	848	0,52	207	2,4	0,11	35	2,48	0,79	133 · 10 ⁷
149	830	0,54	124	1,5	0,11	22	2,43	0,81	360 · 10 ⁷

Tabella 1: Proprietà termofisiche di acqua ed olio.

Calcolare infine il coefficiente globale di scambio termico e le temperature di uscita dallo scambiatore per entrambi i fluidi, nell'ipotesi di aumentare del 50% la portata dell'olio.

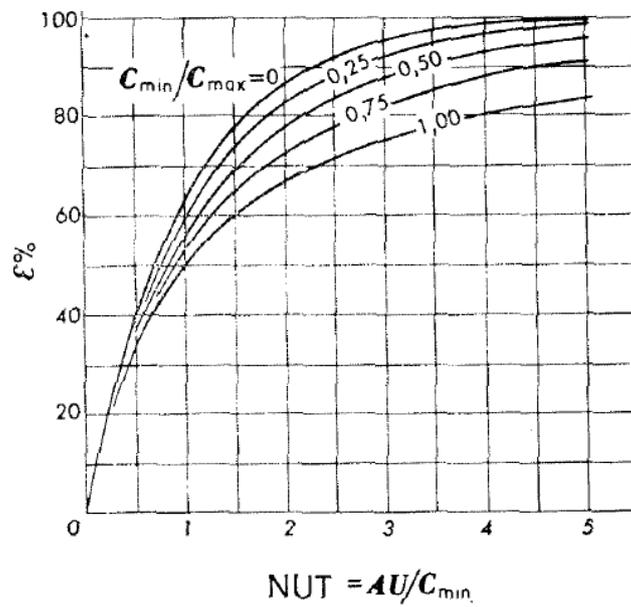


Figura 1: Efficienza di uno scambiatore controcorrente.

Suggerimento: si suggerisce di utilizzare il metodo dell' ϵ -NTU nell'ultimo quesito, per il calcolo del calore scambiato e delle temperature di uscita dallo scambiatore in condizioni differenti da quelle di progetto. Il diagramma dell'efficienza per scambiatori controcorrente è riportato in Fig. 1

1 Dati ed Ipotesi

Si richiede di dimensionare uno scambiatore di calore acqua-olio a tubi concentrici che ha come scopo principale quello ridurre la temperatura dell'olio dalla temperatura di ingresso $T_{c_i} = 90^\circ\text{C}$ fino a quella di uscita $T_{c_u} = 50^\circ\text{C}$. L'acqua di raffreddamento è resa disponibile alla temperatura $T_{f_i} = 18^\circ\text{C}$, mentre viene richiesto che la differenza tra i profili di scambio termico dal lato dell'ingresso del fluido caldo (Lato A) dello scambiatore sia pari a $\Delta T_{app} = 40^\circ\text{C}$.

Le principali caratteristiche costruttive dello scambiatore sono riportate in Fig. 2, dove si evidenziano le grandezze geometriche di maggiore rilevanza per il problema in esame, ovvero:

1. Diametro interno interno del condotto interno $d_1 = 6 \cdot 10^{-2}$ m;
2. Diametro esterno del condotto interno $d_2 = 8 \cdot 10^{-2}$ m;
3. Diametro del mantello $d_3 = 12 \cdot 10^{-2}$ m;
4. Lunghezza totale dello scambiatore L , da determinare.

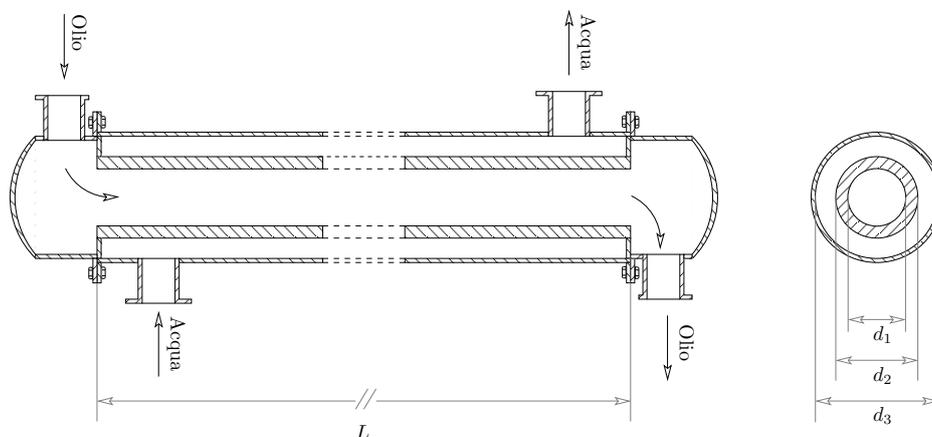


Figura 2: Rappresentazione schematica dello scambiatore di calore.

Si è ipotizzato che il fluido caldo (olio) scorra nel condotto interno, mentre il fluido di raffreddamento (acqua) scorra nell'intercapedine anulare tra i due condotti.

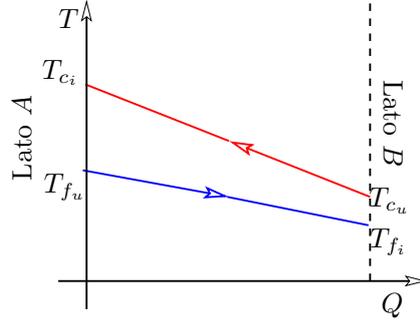


Figura 3: Rappresentazione qualitativa dei profili di scambio termico.

Il dimensionamento verrà effettuato sotto le ipotesi che il sistema si trovi allo stato stazionario, e che non vi siano dispersioni di calore verso l'ambiente esterno, ed i profili di scambio termico sono rappresentati sul piano Calore-Temperatura ($Q - T$) in Fig. 3, al fine di chiarire la nomenclatura utilizzata durante il progetto.

2 Soluzione e Risultati

2.1 Calcolo della portata di acqua di raffreddamento

Al fine di ottenere il raffreddamento desiderato dell'olio è necessario sottrarre da questo una potenza termica pari a

$$\dot{Q} = \dot{m}_c c_c(\bar{T}_c) (T_{c_i} - T_{c_u}) = 475,2 \text{ kW} \quad (1)$$

dove il calore specifico dell'olio leggero è pari a $c_c(\bar{T}_c) = 1,98 \text{ kJ}/(\text{kgK})$ ed è stato valutato alla temperatura media tra ingresso ed uscita dello scambiatore $\bar{T}_c = 60^\circ\text{C}$ facendo ricorso ai valori riportati in Tab. 1 ed ipotizzando una variazione lineare di c_c all'interno di ciascun intervallo di temperatura.

Sotto l'ipotesi che non vi siano perdite di calore verso l'ambiente esterno tutta la potenza termica estratta dal fluido caldo viene assorbita dal fluido freddo. Essendo inoltre la temperatura di uscita dallo scambiatore del fluido refrigerante pari a

$$T_{f_2} = T_{c_1} - \Delta T_{app} = 50^\circ\text{C} \quad (2)$$

si ha che:

$$\dot{Q} = \dot{m}_f = c_f(\bar{T}_f) (T_{c_u} - T_{c_i}) \Rightarrow \dot{m}_f = \frac{\dot{Q}}{c_f(\bar{T}_f) (T_{c_u} - T_{c_i})} = 3,55 \text{ kg/s} \quad (3)$$

Anche in questo caso si è fatto uso del calore specifico del fluido $c_f(\bar{T}_f) = 4,178 \text{ kJ}/(\text{kgK})$ stimato alla temperatura media tra ingresso ed uscita, a

partire dai valore in Tab. 1. È stata ipotizzata una variazione lineare dei valori di c_f all'interno di ciascun intervallo di temperatura riportato in Tab. 1.

2.2 Dimensionamento dello scambiatore

Il passaggio di energia termica tra i due fluidi è regolato dalla seguente equazione di scambio

$$\dot{Q} = UA_{ref}\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_{ml}}{R_t} \quad (4)$$

dove U è il coefficiente di scambio termico stimato rispetto all'area di riferimento A_{ref} , $R_t = 1/(UA_{ref})$ è la resistenza termica caratteristica dello scambiatore e la differenza di temperatura media logaritmica è pari a

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln\left(\frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}\right)} = \frac{(T_{c_i} - T_{f_u}) - (T_{c_u} - T_{f_i})}{\ln\left(\frac{T_{c_i} - T_{f_u}}{T_{c_u} - T_{f_i}}\right)} = 23^\circ\text{C} \quad (5)$$

Risolvendo l'eq. 4 rispetto ad R_t si ricava il valore della resistenza termica necessario a garantire lo scambio termico richiesto

$$R_t = \frac{\Delta T_{ml}}{\dot{Q}} = 4,89 \cdot 10^{-5} \text{ K/W} \quad (6)$$

A sua volta R_t risulta dalla composizione delle resistenze termiche associate ai diversi meccanismi di scambio termico caratteristici dei diversi domini dello scambiatore. In particolare, come evidenziato dall'analogia elettrica

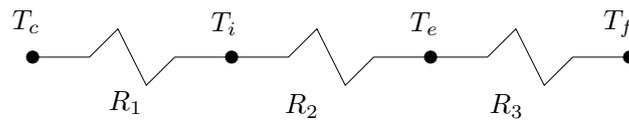


Figura 4: Schematizzazione dell'analogia elettrica associata al scambio termico.

riportata in Fig. 4 il sistema in esame è composto da tre resistenze termiche poste in serie. Pertanto la resistenza totale è data dalla loro somma

$$R_t = R_1 + R_2 + R_3 \quad (7)$$

essendo R_1 la resistenza termica associata allo scambio convettivo tra l'olio e la parete interna del condotto, R_2 quella caratteristica della conduzione del calore all'interno della parete del tubo ed R_3 quella associata alla convezione

nel mantello. Esplicitando le resistenze termiche, e ricordando che lo scambio termico avviene in regime monodimensionale permanente, si ottiene

$$R_t = \frac{1}{\pi h_c d_1 L} + \frac{\ln \frac{d_2}{d_1}}{2\pi\lambda L} + \frac{1}{\pi h_e d_2 L} \quad (8)$$

Considerando che la lunghezza dello scambiatore è incognita conviene fare riferimento alla grandezza

$$\mathcal{R} = RL = \frac{1}{\pi h_c d_1} + \frac{\ln \frac{d_2}{d_1}}{2\pi\lambda} + \frac{1}{\pi h_e d_2} \quad (9)$$

che può essere calcolata una volta noti i valori dei coefficienti di scambio termico convettivo interno (h_i) ed esterno (h_e) al condotto.

Valutazione del coefficiente convettivo interno h_i . Le proprietà termofisiche dell'olio leggero, necessarie per il calcolo di h_i sono state valutate alla temperatura media aritmetica tra ingresso ed uscita dallo scambiatore

$$\overline{T}_c = \frac{T_{c_i} + T_{c_u}}{2} = 60^\circ \text{ C} \quad (10)$$

a partire dai valori tabellati in Tab. 1. Non essendo disponibili i valori relativi alla temperatura \overline{T}_c i valori, riportati in Tab. 2, sono stati ottenuti per interpolazione lineare tra i valori relativi alla temperatura di 66°C e 38°C

ν_c m ² /s	ρ_c kg/m ³	λ_c W/(mK)	Pr _c
$12,6 \cdot 10^{-6}$	875	0,128	169

Tabella 2: Proprietà termofisiche dell'olio leggero alla temperatura $\overline{T}_c = 60^\circ \text{ C}$

Nota la portata (\dot{m}_c) di olio da raffreddare è possibile calcolarne la velocità all'interno del condotto (u_c) come

$$\dot{m}_c = \rho_c u_c \frac{\pi d_i^2}{4} \Rightarrow u_c = \frac{4\dot{m}_c}{\rho_c \pi d_i^2} = 1,63 \text{ m/s} \quad (11)$$

Il flusso interno al condotto è quindi caratterizzato da un numero di Reynolds pari a

$$Re_c = \frac{u_c d_1}{\nu_c} = 7762 \quad (12)$$

Il valore ottenuto per Re_c identifica un moto di tipo sostanzialmente turbolento, nonostante ci si trovi nelle vicinanze del regime di transizione. È

in ogni caso possibile valutare il numero di Nusselt attraverso la seguente relazione

$$\text{Nu}_c \frac{h_c d_1}{\lambda_c} = 0,023 \text{Re}_c^{0,8} \text{Pr}_c^{1/3} = 164,6 \quad (13)$$

Pertanto il coefficiente di convezione sarà pari a

$$h_c = \frac{\text{Nu}_c \lambda_c}{d_1} = 351 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}) \quad (14)$$

Valutazione del coefficiente convettivo esterno h_e . Analogamente al caso precedente le proprietà termofisiche dell'acqua sono state valutate alla temperatura media di film

$$\overline{T}_f = \frac{T_{f_i} + T_{f_u}}{2} = 34^\circ \text{ C} \quad (15)$$

e sono riportate in Tab. 3 Poichè il fluido di raffreddamento scorre nell'in-

$\nu_f \text{ m}^2/\text{s}$	$\rho_f \text{ kg}/\text{m}^3$	$\lambda_f \text{ W}/(\text{mK})$	Pr_f
$0,722 \cdot 10^{-6}$	993	0,625	4,83

Tabella 3: Proprietà termofisiche dell'acqua alla temperatura $\overline{T}_f = 34^\circ \text{ C}$

tercapedine tra i due tubi che formano lo scambiatore, la velocità dell'acqua (u_f) si calcola attraverso le relazione

$$\dot{m}_f = \rho_f u_f \frac{\pi (d_3^2 - d_2^2)}{4} \Rightarrow u_f = \frac{4\dot{m}_f}{\rho_f u_f \pi (d_3^2 - d_2^2)} = 0,569 \text{ m/s} \quad (16)$$

mentre il numero di Reynolds del flusso è pari a

$$\text{Re}_f = \frac{u_f (d_3 - d_2)}{\nu_f} = 31524 \quad (17)$$

avendo utilizzato di diametro idraulico, che nel caso di intercapedini anulari è proprio pari a $d_{id} = (d_3 - d_2)$, come lunghezza caratteristica. Infine si possono calcolare il numero di Nusselt ed il coefficiente di scambio termico convettivo per il lato esterno dello scambiatore come

$$\text{Nu}_f = 0,023 \text{Re}_f^{0,8} \text{Pr}_f^{1/3} = 154,4 \Rightarrow h_e = \frac{\text{Nu}_f \lambda_f}{d_3 - d_2} = 2413 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}) \quad (18)$$

Sostituendo i valori dei coefficienti di convezione riportati nelle eqs. (14) e (18) nell' eq. (9) si ottiene $\mathcal{R} = 1,968 \times 10^{-2}$, che, confrontato con il valore della resistenza termica richiesta alla scambiatore, riportata nell'eq. (6), permette di valutare la lunghezza dello scambiatore

$$L = \mathcal{R}/R_t = 402,5 \text{ m} \quad (19)$$

Per valutare il coefficiente globale di scambio termico U è necessario definire una area di riferimento A_{ref} . In questa sede si è scelta come area di riferimento la superficie esterna del condotto in cui scorre il fluido caldo¹

$$U = \frac{1}{R_t A_{ref}} = \frac{1}{R_t \pi d_2 L} = 202 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}) \quad (20)$$

La resistenza di parete invece è pari a

$$R_2 = \frac{\ln \frac{d_2}{d_1}}{2\pi\lambda L} = 7,56 \cdot 10^{-6} \text{ K/W} \quad (21)$$

Il numero di unità di scambio termico (NTU) è dato da

$$NTU = \frac{U A_{ref}}{C_{min}} = \frac{1}{R_t C_{min}} \quad (22)$$

dove $C_{min} = \min[C_c; C_f]$ è il minimo tra la capacità termica per unità di tempo del fluido C_f freddo, e quella del fluido caldo C_c :

$$C_f = \dot{m}_f c_f = 14,83 \cdot 10^3 \text{ W/K} \quad (23a)$$

$$C_c = \dot{m}_c c_c = 7,92 \cdot 10^3 \text{ W/K} \quad (23b)$$

Si ottiene pertanto

$$NTU = \frac{1}{R_t C_c} = 2,58 \quad (24)$$

Avendo il fluido caldo la minore capacità termica, come evidenziato in eq. (23), nella situazione limite di scambiatore con superficie infinita, ovvero efficacia unitaria, i profili di scambio termico assumono la configurazione rappresentata in Fig. 5. Si noti infatti che la pendenza di tali profili è inversamente proporzionale alla capacità termica oraria del flusso. Di conseguenza l'efficacia dello scambiatore sarà pari a

$$\varepsilon = \frac{T_{c_i} - T_{c_u}}{T_{c_i} - T_{f_i}} = 0,833 \quad (25)$$

ed assume effettivamente valore unitario in corrispondenza della situazione limite rappresentata in Fig. 5. L'efficacia dello scambiatore può altrimenti essere valutata per via grafica utilizzando le curve nel grafico in Fig. 1, come illustrato in Fig 6. Il risultato grafico conferma sostanzialmente quello ottenuto analiticamente, essendo $C_{min}/C_{max} = 0,53$

¹ Allo stesso modo si sarebbe potuto riferire U alla superficie interna del condotto, mentre l'utilizzo dell'area del mantello come superficie di riferimento appare non appropriato in quanto tale superficie non viene attraversata dal calore scambiato tra i due fluidi.

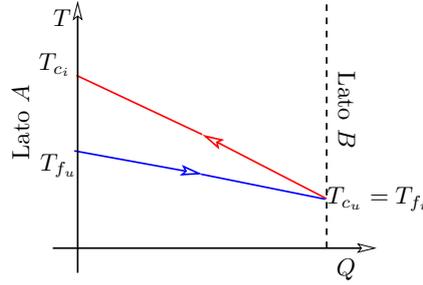


Figura 5: Rappresentazione qualitativa dei profili di scambio termico per uno scambiatore di superficie infinita, ovvero efficienza unitaria.

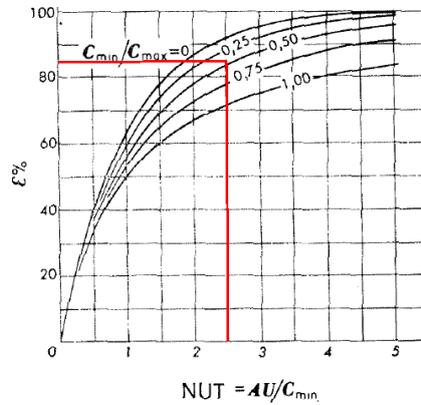


Figura 6: Valutazione grafica dell'efficacia dello scambiatore.

Il volume V dello scambiatore può essere calcolato a partire dal valore della densità di area di scambio termico $\rho_A = 300 \text{ m}^2/\text{m}^3$

$$V = \frac{A_{ref}}{\rho_A} = \frac{\pi d_2 L}{\rho_A} = 0,337 \text{ m}^3 \quad (26)$$

2.3 Verifica dello scambiatore fuori-progetto

L'aumento della portata dell'olio da raffreddare causa una variazione delle condizioni termofluidodinamiche all'interno dello scambiatore. È necessario, in particolare, valutare nuovamente il coefficiente di convezione relativo allo scambio tra olio e parete metallica. Essendo la nuova portata di fluido da raffreddare pari a $\dot{m}'_c = 1,5\dot{m}_c = 6 \text{ kg/s}$, e considerando in prima approssimazione le proprietà termofisiche del fluido costanti e pari a quelle ricavate per il caso nominale (vedere Tab. 2), la velocità dell'olio sarà pari a:

$$u'_c = \frac{4\dot{m}'_c}{\rho_c \pi d_i^2} = 2,43 \text{ m/s} \quad (27)$$

di conseguenza si ottiene

$$\begin{aligned}
 \text{Re}'_c &= \frac{u'_c d_1}{\nu} = 1,155 \cdot 10^4 \\
 \text{Nu}'_c &= 0,023 \text{Re}'_c{}^{0,8} \text{Pr}'_c{}^{1/3} = 226,1 \\
 h'_c &= \frac{\text{Nu}'_c \lambda_c}{d_1} = 482,4 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}) \\
 R'_1 &= \frac{1}{\pi h'_c d_1 L} = 2,732 \cdot 10^{-5} \text{ K}/\text{W} \\
 C_{olio} &= 11,8 \cdot 10^3 \text{ W}/\text{K}
 \end{aligned} \tag{28}$$

Trascurando l'effetto della temperatura sulle proprietà termodinamiche dell'acqua R_3 rimane invariato, essendo rimasta costante la portata del fluido refrigerante. La resistenza di parete, rimane naturalmente invariata.

$$R'_t = R'_1 + R_2 + R_3 = R'_1 + \frac{\ln \frac{d_2}{d_1}}{2\pi\lambda L} + \frac{1}{\pi h_e d_2 L} = 3,895 \cdot 10^{-5} \text{ K}/\text{W} \tag{29}$$

È ora possibile stimare il numero di unità di trasmissione del calore ed il rapporto tra le capacità termiche come

$$NTU' = \frac{1}{R'_t C_{min}} = \frac{1}{R'_t C_{olio}} = 2,17 \tag{30a}$$

$$C_{min}/C_{max} = 0,796 \tag{30b}$$

Utilizzando i valori appena ottenuti si ottiene, per via grafica, un valore dell'efficacia dello scambiatore pari ad $\varepsilon' \simeq 0.75$, come illustrato in Fig. 7. È

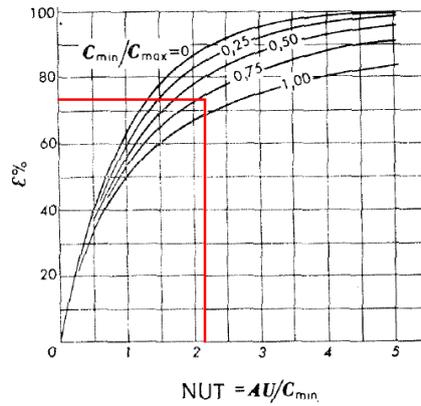


Figura 7: Valutazione grafica dell'efficacia dello scambiatore.

quindi possibile valutare il calore scambiato tra i due fluidi come

$$\dot{Q}' = \varepsilon' (T_{c_i} - T_{f_i}) = 637,2 \text{ kW} \quad (31)$$

mentre le temperature di uscita dei due fluidi dallo scambiatore saranno pari a

$$T'_{f_u} = T_{f_i} + \frac{\dot{Q}'}{C_f} = 61^\circ\text{C} \quad (32a)$$

$$T'_{c_u} = T_{c_i} - \frac{\dot{Q}'}{C_c} = 36^\circ\text{C} \quad (32b)$$

È ora necessario verificare l'influenza della variazione delle temperature medie dei due fluidi sulle proprietà termofisiche degli stessi. Le nuove proprietà termofisiche, calcolate alle temperature $\overline{T}'_f = 39^\circ\text{C}$ e $\overline{T}'_c = 63^\circ\text{C}$ sono riportate in Tab. 4. Confrontando i valori in Tab. 2, Tab. 3 e Tab. 4 si osserva

	$\nu \text{ m}^2/\text{s}$	$\rho \text{ kg}/\text{m}^3$	$c_p \text{ kJ}/(\text{kgK})$	$\lambda \text{ W}/(\text{mK})$	Pr
olio	$12,6 \cdot 10^{-6}$	875	1,99	0,128	168
acqua	$0,677 \cdot 10^{-6}$	992	4,178	0,630	4,46

Tabella 4: Proprietà termofisiche dell'acqua ed olio, valutate alle temperature medie di $\overline{T}'_c = 63^\circ\text{C}$ e $\overline{T}'_f = 39^\circ\text{C}$ rispettivamente.

che, in generale, gli scostamenti causati dalla differenza di temperatura media sono piuttosto modesti, essendo la grandezza fisica che subisce la maggior variazione il numero di Prandtl relativo all'acqua che varia di circa il 7% tra i due casi. Si osservi inoltre che l'effetto della variazione di Pr_f viene smorzato dall'esponente $1/3$ a cui è elevato Pr_f nell'eq. (18) utilizzata per valutazione del numero di Nusselt. Infine, si noti che lo scambio termico sarà principalmente limitato dalla maggiore delle resistenze termiche in gioco, ovvero da quella dell'olio in questo caso, riducendo ulteriormente l'influenza di Pr_f .

In ogni caso, utilizzando i valori in Tab. 4, è possibile eseguire nuovamente il calcolo di verifica dallo scambiatore, a scopo precauzionale. In particolare,

per il fluido caldo si ottiene:

$$\begin{aligned}
u'_c &= \frac{4\dot{m}'_c}{\rho'_c \pi d_1^2} = 2,43 \text{ m/s} \\
\text{Re}'_c &= \frac{u'_c d_1}{\nu'_c} = 1,155 \cdot 10^4 \\
\text{Nu}'_c &= 0,023 \text{Re}'_c{}^{0,8} \text{Pr}'_c{}^{1/3} = 225,7 \\
h'_c &= \frac{\text{Nu}'_c \lambda'_c}{d_1} = 481,5 \text{ W/(m}^2\text{K)} \\
R'_1 &= \frac{1}{\pi h'_c d_1 L} = 2,737 \cdot 10^{-5} \text{ K/W} \\
C_{olio} &= 11,8 \cdot 10^3 \text{ W/K}
\end{aligned} \tag{33}$$

mentre per quanto riguarda l'acqua si ha

$$\begin{aligned}
u'_f &= \frac{4\dot{m}'_f}{\rho'_f \pi (d_3^2 - d_2^2)} = 0,570 \text{ m/s} \\
\text{Re}'_f &= \frac{u'_f (d_3 - d_2)}{\nu'_f} = 3,365 \cdot 10^4 \\
\text{Nu}'_f &= 0,023 \text{Re}'_f{}^{0,8} \text{Pr}'_f{}^{1/3} = 158,4 \\
h'_e &= \frac{\text{Nu}'_f \lambda'_f}{(d_3 - d_2)} = 2495 \text{ W/(m}^2\text{K)} \\
R'_3 &= \frac{1}{\pi h'_e d_2 L} = 3,962 \cdot 10^{-6} \text{ K/W} \\
C_{acqua} &= 14,8 \cdot 10^3 \text{ W/K}
\end{aligned} \tag{34}$$

da cui si ottiene il valore della resistenza termica totale

$$R'_t = R'_1 + R_2 + R'_3 = 3,887 \cdot 10^{-5} \tag{35}$$

che, come precedente ipotizzato, non viene significativamente influenzata dalla variazione della temperatura media dei due fluidi evolventi nello scambiatore. Pertanto i parametri NTU e C_{min}/C_{max} , risultano pari a 2,18 e 0,797 rispettivamente, e la loro variazione, rispetto all'iterazione precedente non è apprezzabile sul grafico in Fig. 1. Pertanto si ritengono validi i valori di T'_{fu} , T'_{cu} , ed R'_t precedentemente stimati. Il coefficiente globale di scambio termico risulta quindi pari a

$$U' = \frac{1}{R'_t A_{ref}} = 254,3 \tag{36}$$

3 Discussione dei Risultati

I risultati relativi al dimensionamento dello scambiatore sono riportati in Tab. 5 e Tab. 6. In particolare dalle condizioni operative di progetto, descritte in Tab. 5, possibile osservare che sia portata che salto di temperatura del fluido refrigerante sono minori rispetto ai rispettivi valori per l'olio leggero, grazie al maggior calore specifico dell'acqua rispetto all'olio. Infatti l'acqua è comunemente utilizzata come fluido refrigerante sia perchè facilmente, ed economicamente reperibile sia per il valore elevato della capacità termica. La tabella 6 riporta la principali dimensioni, e caratteristiche termiche dello

	\dot{m} [kg/s]	\dot{Q} [kW]	T_i [°C]	T_u [°C]
Olio	4,00	475,2	90	30
Acqua	3,55	475,2	18	34

Tabella 5: Parametri operativi dello scambiatore in condizioni di progetto.

scambiatore. Si osservi che la resistenza termica totale dello scambiatore, è principalmente influenzata dalla resistenza alla convezione all'interno del fluido caldo, essendo $R_1 = 3,74 \times 10^{-5}$ molto maggiore rispetto alla resistenza di parete ed alla resistenza dovuta allo scambio termico convettivo all'esterno del condotto $R_3 = 4,10 \cdot 10^{-6}$. In generale, infatti, in presenza di resistenze disposte in serie caratterizzate valori significativamente differenti, la quantità di calore che viene trasmessa è limitata dalla resistenza termica maggiore, ovvero, nel caso di convezione, dal fluido caratterizzato dal coefficiente di convezione minore. Ciò tanto più evidente quanto maggiori sono le differenze tra le resistenze termiche in gioco.

A_{ref} [m ²]	L [m]	V [m ³]	U [kJ/(kgK)]	R_p [K/W]	NTU	ε
101,1	402,5	0,337	202	$7,53 \cdot 10^{-6}$	2,58	0,833

Tabella 6: Risultati del dimensionamento dello scambiatore.

Variando la portata del fluido che è necessario raffreddare, cambiano anche i valori del coefficiente globale di scambio termico, ovvero della resistenza termica totale dello scambiatore, del calore scambiato tra i due fluidi e delle temperature di uscita dallo scambiatore. I risultati relativi alla verifica dello scambiatore in condizioni differenti da quelle di progetto sono riportati in Tab. 7. Il calore scambiato aumenta di circa il 35% rispetto al caso di progetto, in conseguenza sia dell'aumento della potenza termica disponibile nel fluido caldo (aumento della portata) sia della diminuzione della resistenza

U' [kJ/(kgK)]	\dot{Q}' [kW]	T'_{c_u} [°C]	T'_{f_u} [°C]	ε'
254,3	637,2	61	36	0,75

Tabella 7: Verifica dello scambiatore fuori progetto.

termica dello scambiatore (aumento di del coefficiente globale di scambio termico U). Quest'ultima, in particolare, è connessa principalmente all'aumento del coefficiente di convezione tra il fluido caldo ed il condotto interno, a sua volta legato sostanzialmente all'aumento della velocità, e quindi di Re_c dell'olio. Come già evidenziato la variazione della temperatura media all'interno dei due fluidi presenta effetti minori rispetto alla variazione della velocità dell'olio. A causa della maggior potenza termica assorbita, la temperatura di uscita del fluido refrigerante dallo scambiatore aumenta di circa il 22% rispetto al caso di progetto. L'aumento del coefficiente globale di scambio termico non è sufficiente a garantire il raggiungimento della temperatura di uscita di dell'olio richiesta, che risulta essere del 20% superiore a quella di progetto. Si osservi inoltre che l'efficacia dello scambiatore si riduce di circa il 10% rispetto al valore nominale. Il valore relativamente basso dell'efficacia indica che la superficie dello scambiatore non è adeguata a trasmettere la potenza termica richiesta, come era prevedibile considerando il fatto che, questa è stata aumentata in maniera significativa rispetto ai dati progettuali.