



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

Dipartimento di Ingegneria Industriale
Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica

**ANALISI DELLO SCAMBIO TERMICO
IN SCAMBIATORI A TERRENO
PER SISTEMI AD ESPANSIONE DIRETTA**

Relatore:

Prof. Ing. Michele De Carli

Correlatore:

Ing. Angelo Zarrella

Laureando:

Dimitry Renesto

Matr. 1020439

Tesi di Laurea Magistrale
Anno accademico 2012/2013

Indice

Indice	III
Sommario	V
Introduzione	1
1 Modello di scambio termico a terreno	5
1.1 Modello generale di scambio termico	5
1.2 Coefficienti di scambio termico del fluido	7
1.3 Calcolo delle perdite di pressione	11
1.4 Variazione della temperatura del terreno	13
2 Routine di calcolo in Excel	19
2.1 Routine evaporazione	21
2.2 Routine surriscaldamento	24
3 Calcoli e risultati preliminari	29
3.1 Analisi del coefficiente di scambio termico in evaporazione	29
3.2 Perdite di carico in evaporazione	44
4 Simulazioni di confronto e analisi risultati	49
4.1 Metodo di dimensionamento IGSHPA per scambiatori orizzontali	49
4.2 Dati generali utilizzati nelle prove di confronto	54
4.3 Confronto stazionario con fattore di carico unitario	56
4.4 Confronti con R_g su Routine imposta pari a IGSHPA	67
4.5 Prova con fattore di carico reale e carico medio equivalente	72
4.6 Riepilogo e osservazioni trasversali alle varie prove	74
4.7 Confronti fra sistema con circuito secondario ed espansione diretta	80
Conclusioni	89
Appendice A	91
Simboli	107
Bibliografia	109

Sommario

Nel presente lavoro si considerano gli scambiatori a terreno orizzontali per sistemi con pompe di calore ad espansione diretta. Ci si concentra sullo scambio termico a terreno delle tubazioni e non sulle prestazioni globali dell'impianto. Si verifica inizialmente la variazione del coefficiente di scambio convettivo in evaporazione, al variare di temperatura di evaporazione, portata di massa e conducibilità termica del terreno. Per il calcolo di tale coefficiente si utilizzano e confrontano tra loro il modello di Shah, di Chen ed un modello del manuale HeatAtlas. Quindi si considerano le cadute di pressione e temperatura che influenzano il processo. Tenendo conto di tali variazioni delle condizioni del fluido, si implementa una procedura numerica che modella lo scambiatore in modo monodimensionale e stazionario, come serie di resistenze termiche in una sezione cilindrica di terreno. Si eseguono una serie di prove sul dimensionamento della lunghezza dello scambiatore, confrontando i risultati ottenuti con il metodo quasi-stazionario IGSHPA applicato al sistema ad espansione diretta. Di volta in volta sono fatti variare i parametri caratteristici dello scambio termico con lo scopo di verificare la loro incidenza nella lunghezza finale dello scambiatore e nella differenza di lunghezze che si ottiene tra la procedura ed il metodo sopra citato. Si ottengono lunghezze di dimensionamento che differiscono nei casi peggiori meno del 20%. I parametri termodinamici e d'impianto indagati, incidono in modo simile nei due metodi. La procedura stazionaria stima per lo più lunghezze inferiori rispetto al metodo IGSHPA principalmente per una diversa modellizzazione della resistenza termica del terreno; a parità di resistenza termica imposta infatti, tener conto delle perdite di carico e della caduta di temperatura risulta invece un pregio per i sistemi ad espansione diretta che realizzano l'evaporazione nello scambiatore a terreno e non il semplice riscaldamento del fluido.

Introduzione

Gli scambiatori a terreno ad espansione diretta sono una tecnologia abbastanza recente e anche se già presente nel mercato, ancora in fase di studio e ottimizzazione dal punto di vista impiantistico, nonché di ricerca dal punto di vista dei fluidi frigorigeni utilizzati, per ottenere una sempre maggior sicurezza ed un sempre minor impatto ambientale, nel rispetto anche dei vincoli imposti dalla normativa. Un tipico sistema a circuito chiuso che sfrutta l'energia geotermica è composto sostanzialmente da tre elementi; un sistema di accoppiamento al terreno, un sistema di distribuzione ed erogazione del calore tramite dei terminali d'impianto in ambiente ed una pompa di calore che interfaccia i precedenti due attraverso un ciclo frigorifero in cui un fluido apposito evapora e condensa scambiando calore con i due scambiatori sopra definiti. L'idea di fondo di un sistema ad espansione diretta (DX) è di eliminare lo scambiatore di calore tra circuito si scambio a terreno e pompa di calore, utilizzando le tubazioni a terreno per farvi scorrere direttamente il fluido di ciclo in evaporazione (nel funzionamento in riscaldamento) o in condensazione (in raffrescamento). Tutto questo a favore di una maggiore efficienza oltre che di un risparmio nella lunghezza dello scambiatore a terreno e quindi conseguentemente della superficie di suolo occupata. Sistemi di questo tipo consentono un miglior utilizzo dell'energia in termini di energia primaria rispetto ad una soluzione con pompa di calore ad aria ed ovviamente molto migliore rispetto alla tipica soluzione della caldaia per il riscaldamento [1], [2]. I sistemi ad espansione diretta hanno avuto finora particolare utilizzo in Francia ed Austria [1]. Tra i loro vantaggi come detto il fatto di eliminare uno scambiatore di calore e un circuito con relativi sistemi di pompaggio e circolazione ed il conseguente miglioramento delle prestazioni. Tra gli svantaggi nei sistemi DX però, va segnalato il maggior rischio ambientale nel caso di perdite del fluido frigorigeno di ciclo che circola direttamente nello scambiatore a terreno, motivo per cui non sono ancora molto utilizzati e sono in corso diverse ricerche e prove per realizzare sistemi con fluidi più compatibili con l'ambiente, meglio ancora se di tipo naturale; esistono per esempio in Austria modelli che sfruttano l'anidride carbonica. Il presente studio si concentrerà sullo scambio termico a terreno di un sistema DX con scambiatore orizzontale interrato a poca profondità (massimo 2 m) e che risente quindi anche delle variazioni stagionali di temperatura. La letteratura stessa in merito non è particolarmente nutrita e per lo più presenta studi su scambiatori verticali, generalmente più performanti per via della temperatura costante del terreno a maggiori profondità. Y. Guo, G. Zhang e altri [3], per esempio, hanno realizzato una comparazione pratica di tipo tecnico-economico tra sistema a circuito secondario (SL) e ad espansione diretta (DX) con scambiatori verticali, dimostrando nello specifico la

convenienza economica del sistema DX, ma analizzando poi anche i reali vantaggi e svantaggi di tale sistema, come l'utilizzo di una maggiore quantità di fluido frigorifero. X. Wang, C. Ma, Y. Lu [4] hanno realizzato la valutazione delle prestazioni di una pompa di calore ad espansione diretta con R134A, nel funzionamento in regime di riscaldamento, con uno studio di tipo sperimentale tramite acquisizione dati ed elaborazione dei risultati ma ancora con riferimento a scambiatori di tipo verticale a 30 m di profondità. Altri studi con sistemi SL in cui il fluido frigorifero è utilizzato e confinato solamente all'interno della pompa di calore (PdC) come S. Sanaye e B. Niroomand [5] considerano un sistema a scambiatore orizzontale di tipo SL. Questo studio realizza una modellazione teorica molto simile a quanto fatto nel presente elaborato, ma utilizza poi parametri termodinamici tipici desunti da casi di ciclo standard per tali sistemi, con lo scopo di considerare comunque il sistema PdC nel suo complesso e non il solo scambiatore in se'. La parte termodinamica è a supporto di quella principalmente economica che ha come funzione obiettivo l'ottimizzazione dei costi totali di investimento ed operativi. H. Esen, M. Inalli, M. Esen [6] hanno condotto un esame sperimentale, con determinazione da dati ricavati da misurazioni, dei COP della macchina ed elaborato un successivo modello per la determinazione della distribuzione della temperatura. Nelle prove realizzate utilizzano un sistema a scambiatori orizzontali ma con acqua e glicole a circuito secondario. L'approccio poi utilizzato per la distribuzione della temperatura è di tipo a mesh, risolvibile con analisi numerica con elementi finiti. Ci sono poi analisi realizzate per studiare le interferenze che questi sistemi hanno nei confronti del suolo circostante, come e quanto ne modificano le condizioni indisturbate, sia con riferimento al mantenimento delle condizioni iniziali del terreno stesso, sia con riferimento ad eventuali perdite di efficienza dei sistemi di scambiatori interrati per perdita di prestazioni del suolo dovute ad uno sfruttamento troppo intensivo. Lo studio di H. Demir, A. Koyun e G. Temir [7] per esempio, considera in modo molto dettagliato lo scambio termico tra le tubazioni ed il terreno, soffermandosi ad investigare però più la parte di scambio termico nel terreno stesso, quindi esternamente allo scambiatore. Il metodo proposto e poi verificato per via sperimentale è comunque di tipo dinamico con soluzione alle differenze finite tramite routine in Matlab. Analogamente anche A. Benazza, E. Blanco e altri [8], hanno condotto uno studio su un sistema orizzontale con modello quasi tridimensionale per verificare le condizioni del terreno nel funzionamento del sistema in modo continuo o intermittente. A. Rezaei-Bazkiaei, e altri [9] hanno verificato l'efficacia di un terreno non omogeneo per scambiatori a terreno orizzontali. Il metodo utilizzato è ancora agli elementi finiti e con abbinamento di algoritmi genetici (GA). Dai risultati ottenuti si è visto che un suolo non omogeneo di tipo appropriato e studiato appositamente, può incrementare le capacità di estrazione o dissipazione termica del calore al terreno in modo significativo. Soprattutto nei climi freddi si è dimostrato utile l'utilizzo di particolari materiali

aggregati. Uno studio vicino come intenti a quanto realizzato nelle seguenti pagine di questo elaborato, anche se molto più articolato poiché considera comunque l'intera pompa di calore, è quello realizzato da B. T. Austin e K. Sumathy [10], i quali hanno analizzato le prestazioni di un sistema ad espansione diretta con scambiatori orizzontali che utilizza come fluido di ciclo anidride carbonica. Con tale fluido, visti i bassi valori di pressione e temperatura del punto critico, non si realizza un normale ciclo frigorifero con vera condensazione alla cessione di calore, ma un ciclo trans-critico con un raffreddamento del fluido senza condensazione, nel rilasciare calore all'ambiente da riscaldare. Fluidi di lavoro di questo tipo o comunque di tipo naturale e non sintetico, sono molto ben visti per sistemi DX invece che SL per la loro maggiore compatibilità ambientale. Lo studio si è focalizzato su parametri come la lunghezza ed il numero delle tubazioni, temperatura media di evaporazione ed eventuale differenza di temperatura in surriscaldamento, per verificare la loro incidenza sulle prestazioni del sistema. La modellizzazione eseguita è dettagliata per ogni componente e per l'evaporatore a terreno è di tipo radiale sostanzialmente simile a quella che verrà considerata nel presente elaborato anche se più dettagliata. Si considera un flusso termico 2D, trascurando l'interferenza termica tra tubazioni vicine, con profilo di temperatura del terreno radialmente simmetrico fino ad 1 m di diametro e costante in direzione longitudinale alla tubazione, con conduttività termica del terreno considerata costante ed uniforme. L'analisi dell'evaporatore considera lo scambio termico interno bifase, tenendo conto anche delle perdite di carico calcolate con riferimento alla fase liquida, secondo correlazioni empiriche. In tutte le trattazioni viste, anche dove si studi con attenzione lo scambio termico delle tubazioni a terreno, si sono utilizzati sistemi con calcoli agli elementi finiti ed utilizzo di modellazioni approfondite del terreno, ma per lo più senza analizzare nello specifico lo scambio termico interno allo scambiatore. Considerando che l'analisi del coefficiente di scambio interno allo scambiatore non è del tutto immediata, soprattutto per tubazioni di tipo orizzontale in cui le condizioni al contorno dovute al terreno risultano molto più variabili rispetto a sistemi verticali, si è voluto in questo elaborato considerare questo aspetto dello scambiatore di un sistema ad espansione diretta. Allo stesso tempo l'idea perseguita è stata di realizzare una modellazione più possibile semplice senza elaborazioni tridimensionali, ma stazionaria con uno schema di resistenze termiche in serie in una sezione cilindrica per l'analisi dello scambio termico tra terreno e fluido frigorifero. Si è considerato principalmente il fluido attualmente più utilizzato in tali sistemi poiché ritenuto più compatibile ossia l'R410A, tuttavia l'analisi termica per confronto è stata eseguita anche su altri due fluidi, l'R134A ed R407C per una comparazione dei risultati. Sulla base di tale analisi e tenendo conto nella Routine elaborata tramite Excel delle perdite di carico e della conseguente caduta di temperatura in evaporazione, si vuole successivamente realizzare un confronto tra gli scambiatori a terreno di tipo DX secondo la modellazione eseguita, ed i sistemi a circuito

secondario, considerando come riferimento le lunghezze di dimensionamento ottenibili dalla Routine elaborata e dal metodo previsto nella normativa per i sistemi SL. Il sistema IGSHPA presente nella normativa infatti allo stato attuale, considera gli scambiatori a terreno solo con acqua e glicole e circuito secondario, per cui risulta interessante capire se tale sistema possa essere in prima approssimazione adattato anche per i circuiti ad espansione diretta e analizzare quale scarto la Routine stazionaria elaborata presenta rispetto a tale metodo, realizzando così una procedura semplice di dimensionamento. Ovviamente senza trascurare il fatto che di caso in caso, per condizioni specifiche di lavoro o per un dimensionamento più preciso, oltre che per una realistica verifica del sistema, è bene utilizzare software più complessi con elaborazione agli elementi finiti per un'analisi più dettagliata dell'effettivo funzionamento del sistema, considerato anche la variabilità delle condizioni operative a cui può trovarsi ad operare un sistema orizzontale.

1 Modello di scambio termico a terreno

1.1 Modello generale di scambio termico

I parametri principali da definire per il modello di uno scambiatore geotermico orizzontale sono le caratteristiche del terreno, della tubazione utilizzata con il relativo metodo di posa e del fluido interno alla tubazione. In letteratura sono presenti diversi studi specifici che tengono conto in modo dettagliato dell'interazione tra tubo e terreno nonché dell'interferenza tra tubazioni vicine, utilizzando diversi approcci anche dinamici o con metodi agli elementi finiti. Nel presente studio si considera invece un approccio più semplice di tipo stazionario o quasi-stazionario quando si tiene conto dei fattori di carico della richiesta termica dell'edificio. Per quanto riguarda il terreno, fino ai 2 m di profondità considerati in questo studio, si considera la variabilità annuale della temperatura ma non si tiene conto delle variazioni a più breve termine temporale che risultano significative solo negli strati molto superficiali (poche decine di cm di profondità). La tubazione considerata è della tipologia delle reali tubazioni utilizzate per sistemi a espansione diretta, costituita quindi in rame con diametro 1 cm e spessore 1 mm, rivestita con una guaina in polietilene protettiva. Per le sonde geotermiche orizzontali, a differenza delle verticali in cui è necessario un riempimento della perforazione, è previsto eventualmente solo un letto di posa in sabbia per evitare danni alle tubazioni dovuti a terreni troppo sassosi; tale strato di posa sostanzialmente ha caratteristiche molto simili al terreno stesso per cui non incide in modo consistente nel calcolo delle resistenze termiche. Si assume come configurazione semplificata per lo studio, un tubo singolo nel terreno, così da considerare lo scambio termico del singolo elemento senza tener conto di eventuali tubazioni vicine. Analogamente per il terreno circostante si considera una configurazione cilindrica che contenga il tubo, con diametro totale 1 m. Come fluido frigorifero si considera R410A essendo il più utilizzato in tali applicazioni. Di seguito si riportano le principali assunzioni considerate per il modello delle resistenze termiche considerato:

- Evaporazione in regime stazionario
- Sola conduzione di calore di tipo radiale, trascurando la capacità termica sia del terreno sia della tubazione
- Conduttività termica omogenea e costante nel terreno
- Temperatura del terreno variabile annualmente ma costante nel giorno considerato per la simulazione; in evaporazione si considera come giorno di progetto quello con la temperatura più sfavorevole (minore) durante l'anno

- Si trascurano interazioni ed interferenze termiche con eventuali tubazioni adiacenti

Considerando il primo principio della termodinamica in una generica sezione trasversale i della tubazione si può scrivere:

$$\dot{Q}_{iR} - \dot{Q}_{iT} = 0 \quad (1.1)$$

La potenza termica trasmessa tra terreno e tubazione \dot{Q}_{iT} , pari alla potenza termica ricevuta dal refrigerante \dot{Q}_{iR} , si può esprimere secondo la formula dello scambio termico:

$$\dot{Q}_{iT} = K \cdot A_i \cdot \Delta T_{ml} = K \cdot A_i \cdot \frac{(T_g - T_{Rin}) - (T_g - T_{Rout})}{\ln \left(\frac{T_g - T_{Rin}}{T_g - T_{Rout}} \right)} \quad (1.2)$$

Con K coefficiente di trasmissione globale del calore, A_i area di scambio, T_g temperatura del terreno e T_{Rin} e T_{Rout} temperature del refrigerante in ingresso e uscita. Considerando l'area di scambio con riferimento all'area interna della tubazione, tenendo conto in linea del tutto generale di tutte le possibili resistenze termiche sopra citate, si può scrivere il coefficiente di scambio termico K come segue:

$$K_i = \frac{1}{R_{tot}} = \frac{1}{R_{convettiva} + R_{cond.tubo} + R_{cond.rivest.} + R_{cond.riempimento} + R_{cond.terreno}} \quad (1.3)$$

$$K_i = \frac{1}{\frac{1}{h_{conv}} + \frac{d_{inTUBO}}{2\lambda_{TUBO}} \ln \frac{d_{ext}}{d_{int}} + \frac{d_{inTUBO}}{2\lambda_{rivest.}} \ln \frac{d_{ext}}{d_{int}} + \frac{d_{inTUBO}}{2\lambda_{riempimento}} \ln \frac{d_{ext}}{d_{int}} + \frac{d_{inTUBO}}{2\lambda_{terreno}} \ln \frac{d_{ext}}{d_{int}}} \quad (1.4)$$

Come si vedrà la resistenza termica del riempimento è nel caso di scambiatori orizzontali praticamente trascurabile e si ingloba nella resistenza del terreno stesso. Diversamente dagli scambiatori verticali infatti, dove il riempimento è di bentonite, materiale diverso ed estraneo al terreno, in quelli orizzontali al più c'è un semplice letto di posa in sabbia per evitare di danneggiare il tubo stesso in terreni troppo sassosi. Per uno studio molto dettagliato si può comunque considerare, ma in definitiva risulta spesso con conduttività molto simile al terreno stesso, salvo non si utilizzino aggregati o miscele particolari per enfatizzare lo scambio termico.

1.2 Coefficienti di scambio termico del fluido

Per la stima del coefficiente di scambio termico in evaporazione di un fluido dentro una tubazione orizzontale sono presenti varie formule e modelli in letteratura [11]. Nello specifico in questo elaborato è stato scelto l'uso di tre formule per il confronto di tale coefficiente che indicheremo nel seguito con h_{TP} (TP sta per two phases). Per lo studio con fluidi frigoriferi di sistemi a espansione diretta, visto l'utilizzo di tubazioni di diametro ridotto, in sostanza non è presente stratificazione del fluido nello scambiatore. Si è considerato quindi, il modello di Shah [12] che sarà poi effettivamente utilizzato anche nella Routine implementata in Excel, che tiene conto eventualmente anche del regime stratificato; il modello di Chen che invece è valido solo per regime di moto non stratificato, ed un modello del tutto generico desunto dal manuale VDI HeatAtlas [13]. La grossa ed evidente distinzione tra i tre modelli è che Shah calcola il coefficiente totale scegliendo il valore maggiore tra i due calcoli parziali del coefficiente convettivo e di quello in ebollizione nucleata. Chen e HeatAtlas invece tengono conto in ogni caso anche della componente in ebollizione nucleata, pesandola in vari modi o con opportuni coefficienti, con quella convettiva. Si riportano di seguito le equazioni dei vari metodi, così come sono stati poi utilizzati per i successivi confronti.

Correlazione di Dittus - Boelter

Utilizzata per il calcolo del coefficiente di scambio termico riferito alla sola fase liquida h_L in regime di moto turbolento e convezione forzata, necessario poi nelle successive correlazioni.

$$h_L = 0.023 \text{Re}_L^{0.8} \text{Pr}_L^{0.4} \left(\frac{\lambda_L}{d_{in}} \right) \quad (1.5)$$

Dove:

$$\text{Re}_L = \frac{G(1-x)d_{in}}{\mu_L} \quad (1.6)$$

$$\text{Pr}_L = \frac{\mu_L c_{pL}}{\lambda_L} \quad (1.7)$$

Correlazione di Shah

Il coefficiente complessivo h_{TP} viene calcolato in funzione di quello riferito al solo liquido h_L calcolato con Dittus – Boelter, attraverso il parametro Ψ derivante da una serie di numeri adimensionali come di seguito.

$$\Psi = \frac{h_{TP}}{h_L} \quad (1.8)$$

Il seguente parametro, il numero di Froude, calcolato con riferimento alla fase liquida, è indicativo della stratificazione del fluido. Se Fr_L risulta maggiore di 0.04 la stratificazione è effettivamente trascurabile (cosa che si verificherà nei calcoli) altrimenti bisogna tenerne conto come si vedrà in seguito, con un diverso calcolo di N che non sarà più uguale a Co (convection number).

$$Fr_L = \frac{G^2}{\rho_L^2 g d_{in}} \quad (1.9)$$

$$Co = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.8} \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{0.5} \quad (1.10)$$

$$Bo = \frac{q''}{G \Delta h_{sat}} \quad (1.11)$$

Il parametro Bo (boiling number) sarà calcolato a partire dal flusso termico q'' ottenuto considerando in prima approssimazione la sola componente convettiva del coefficiente di scambio già calcolata grazie ai parametri Co ed N .

$$N = Co \quad \text{se } Fr_L \geq 0.04 \text{ stratificazione trascurabile} \quad (1.12)$$

$$N = 0.38 Fr_L^{0.3} Co \quad \text{se } Fr_L < 0.04 \text{ stratificazione non trascurabile} \quad (1.13)$$

Di seguito i fattori ψ riferiti alla sola componente convettiva (cb) o in ebollizione nucleata (nb)

$$\Psi_{cb} = \frac{1.8}{N^{0.8}} \quad (1.14)$$

$$\Psi_{nb} = 230 \cdot Bo^{0.5} \quad N > 1 \quad Bo > 0.3 \cdot 10^{-4} \quad (1.15)$$

$$\Psi_{nb} = 1 + 46 \cdot Bo^{0.5} \quad N > 1 \quad Bo < 0.3 \cdot 10^{-4} \quad (1.16)$$

$$\Psi_{nb} = J \cdot Bo^{0.5} \exp(2.74 \cdot N^{-0.1}) \quad 0.1 < N < 1 \quad (1.17)$$

$$\Psi_{nb} = J \cdot Bo^{0.5} \exp(2.47 \cdot N^{-0.15}) \quad N < 0.1 \quad (1.18)$$

$$J = 14.7 \quad Bo > 0.0011 \quad (1.19)$$

$$J = 15.4 \quad Bo < 0.0011 \quad (1.20)$$

A questo punto ricavati Ψ_{cb} e Ψ_{nb} si sceglie il maggiore dei due come Ψ da sostituire nell'iniziale equazione (1.8) da cui si ricava quindi il coefficiente di scambio totale in evaporazione h_{TP} .

Correlazione di Chen

La formulazione di Chen valida di per se' per tubazioni verticali, ma estendibile a condotti orizzontali qualora non vi sia stratificazione del flusso, calcola il coefficiente complessivo come somma di due termini, uno dovuto allo scambio convettivo ed uno allo scambio in ebollizione nucleata.

$$h_{TP} = h_{cb} + h_{nb} = Fh_L + Sh_p \quad (1.21)$$

Ancora h_L si calcola con la correlazione di Dittus – Boelter, mentre il coefficiente F come di seguito deriva dal parametro di Martinelli:

$$\frac{1}{X_{tt}} = \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_G}{\mu_L} \right)^{0.1} \quad (1.22)$$

$$F = 1 \quad \text{se} \quad \frac{1}{X_{tt}} \leq 0.1 \quad (1.23)$$

$$F = 2.35 \left(\frac{1}{X_{tt}} + 0.213 \right)^{0.73} \quad \text{se} \quad \frac{1}{X_{tt}} > 0.1 \quad (1.24)$$

Per la componente in ebollizione nucleata invece si considera un termine di scambio termico h_p ed un fattore di soppressione S così calcolati:

$$h_p = 0.00122 \frac{\lambda_L^{0.79} c_{pL}^{0.45} \rho_L^{0.49} (T_w - T_{sat})^{0.24} (\Delta p_{sat})^{0.75}}{\sigma^{0.5} \mu_L^{0.29} \rho_G^{0.24} \Delta h_{sat}^{0.24}} \quad (1.25)$$

$$\Delta p_{sat} = p_{sat}(T_w) - p_{sat}(T_{sat}) \quad (1.26)$$

$$S = \frac{1}{1 + 2.35 \cdot 10^{-6} \text{Re}_{TP}^{1.17}} \quad (1.27)$$

$$\text{Re}_{TP} = \frac{G(1-x)d_{in}}{\mu_L} F^{1.25} = \text{Re}_L F^{1.25} \quad (1.28)$$

La differenza di pressione a saturazione Δp_{sat} è calcolata come pressione di saturazione alla temperatura di parete (T_w) meno pressione di saturazione alla temperatura di saturazione del fluido in evaporazione. La temperatura di parete T_w è calcolata dalla seguente formula, dove q'' è ottenuto tramite il coefficiente globale di scambio termico K calcolato tenendo conto della sola componente in convezione forzata come fatto anche in Shah.

$$T_w = \frac{q''}{h_{cb}} + T_{sat} \quad (1.29)$$

Correlazione Heat-Atlas

Anche questa correlazione tiene conto di entrambe le componenti, ma in modalità ben diversa rispetto alla precedente. La z tra parentesi indica semplicemente la dipendenza del coefficiente dal punto in cui si trova il fluido nella tubazione, nel senso che tale coefficiente non è costante nello spazio percorso nella tubazione; tale variazione sarà tenuta in conto con la variazione del titolo x lungo la tubazione.

$$h_{TP} = \sqrt[3]{h(z)_{conv}^3 + h(z)_b^3} \quad (1.30)$$

Per il calcolo della componente convettiva si calcolano dapprima i numeri di Reynolds per la sola fase liquida (LO) e gassosa (GO), da questi i rispettivi numeri di Nusselt da cui si ricavano i coefficienti di scambio rispettivamente h_{LO} e h_{GO} .

$$Re_{LO-GO} = \frac{Gd_{in}}{\mu_{LO-GO}} \quad (1.31)$$

$$\xi = (1.82 \log_{10} Re - 1.64)^{-2} \quad (1.32)$$

$$Nu = \frac{(\xi/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7\sqrt{(\xi/8)}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (1.33)$$

$$Nu = \frac{h_{LO-GO}d_{in}}{\lambda_G} \quad (1.34)$$

$$h(z)_{conv} = h_{LO} \cdot \left\{ (1-x)^{0.01} \left[(1-x) + 1.2x^{0.4} \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0.37} \right]^{-2.2} + x^{0.01} \left[\frac{h_{GO}}{h_{LO}} \left(1 + 8 \cdot (1-x)^{0.7} \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0.67} \right) \right]^{-2} \right\}^{-0.5} \quad (1.35)$$

Ancora per il calcolo della parte in ebollizione nucleata è necessario un flusso termico q'' che sarà calcolato in prima approssimazione tenendo conto della sola componente in convezione forzata già calcolata come sopra descritto. Inoltre la componente h_{nb} richiede tutta una serie di valori di riferimento (di seguito specificati) o sperimentali desunti dal manuale stesso [13]. Per i fluidi R410A e R407C non erano presenti alcuni valori che sono stati presi pari a quelli del fluido R134A poiché da tabella si è visto erano sostanzialmente simili per tutte le miscele refrigeranti (ciò non inciderà nelle prove degli scambiatori a terreno per i quali si è alla fine scelto l'uso della correlazione di Shah).

$$h(z)_b = \alpha_0 C_F \left(\frac{q}{q_0} \right)^{n(p^*)} \left[2.692 \cdot p^{*0.43} + \frac{1.6 \cdot p^{*6.5}}{1 - p^{*4.4}} \right] \cdot \left(\frac{d_0}{d} \right)^{0.5} \left(\frac{R_a}{R_{a0}} \right)^{0.133} \left(\frac{m}{m_0} \right)^{0.25} \left[1 - p^{*0.1} \left(\frac{q}{q_{crPB}} \right)^{0.3} x \right] \quad (1.36)$$

$\alpha_0 = 3500$ [W/m²K] da tabella per R134A solo per questo fluido

$q_0 = 20000$ [W/m²] da tabella per R134A solo per questo fluido

$C_F = 0.789$ (M/M_{H2})^{0.11} M_{H2} = 2.016 [kg/kmol] massa molare dell'idrogeno

$$n(p^*) = 0.9 - 0.36 p^{*0.13} \quad p^* \text{ pressione ridotta}$$

$$d_0 = 0.01 \text{ [m]}$$

$$R_{a0} = 1 * 10^{-6} \text{ [m]} \quad \text{Rugosità superficiale di riferimento}$$

$$R_a = 1 * 10^{-6} \text{ [m]} \quad \text{Rugosità superficiale di tipico tubo rame}$$

$$G_0 = 100 \text{ [kg/m}^2\text{s]}$$

$$q_{crPB} = 2.79 q_{cr0.1} p^{*0.4} (1-p^*)$$

$$q_{cr0.1} = 0.13 \Delta h_{v0} \rho_{v0}^{0.5} (\sigma_0 g (\rho_{L0} - \rho_{v0}))^{0.25}$$

Valori con pedice 0 calcolati a $p^* = 0.1$

Correlazione di Gnielinski per surriscaldamento

Per il coefficiente di scambio termico convettivo in surriscaldamento del vapore ad evaporazione conclusa si utilizza la relazione di Gnielinski [11] che ricava h_G dal numero di Nusselt a sua volta ricavato con Reynolds e Prandtl calcolati per la sola fase gassosa.

$$Nu = \frac{(\xi/8)(Re_{GO} - 1000)Pr_G}{1 + 12.7\sqrt{(\xi/8)}(Pr_G^{2/3} - 1)} \quad (1.36)$$

$$\xi = (0.79 \ln Re_{GO} - 1.64)^{-2} \quad (1.37)$$

$$Nu = \frac{h_G d_{in}}{\lambda_G} \quad (1.38)$$

$$Re_{GO} = \frac{G d_{in}}{\mu_L} \quad (1.39)$$

$$Pr_G = \frac{\mu_G c_{pG}}{\lambda_G} \quad (1.40)$$

1.3 Calcolo delle perdite di pressione

Per l'analisi del coefficiente di scambio bifase e anche nella successiva Routine dello scambiatore a terreno, si considerano le perdite di carico nel deflusso del fluido che determinano diminuzioni di temperatura nel processo e quindi diverse condizioni operative [14]. Le perdite di pressioni totali sono in generale somma di tre componenti, le perdite per attrito (f), per variazione della quantità di moto del sistema (a) e perdite statiche dovute alla gravità (g). In generale si può quindi scrivere l'equazione:

$$\left(-\frac{dp}{dz}\right)_f = \frac{\pi P}{A} + g\rho_M(\sin\beta) + G^2 \frac{d\left[\frac{x^2}{\varepsilon\rho_G} + \frac{(1-x)^2}{(1-\varepsilon)\rho_L}\right]}{dz} = \left(-\frac{dp}{dz}\right)_f + \left(-\frac{dp}{dz}\right)_g + \left(-\frac{dp}{dz}\right)_a \quad (1.41)$$

Con densità media $\rho_M = \varepsilon\rho_G + (1-\varepsilon)\rho_L$ funzione del grado di vuoto.

Nel caso di tubazione orizzontale l'angolo d'inclinazione β è nullo e quindi non si considera la componente delle perdite di gravità ma solo le altre due. La componente per variazione di quantità di moto si calcola come di seguito, dove ε indica il grado di vuoto calcolato secondo Steiner-Rohuani.

$$\Delta p_a = G^2 \left\{ \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_L(1-\varepsilon)} + \frac{x^2}{\rho_G\varepsilon} \right]_{out} - \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_L(1-\varepsilon)} + \frac{x^2}{\rho_G\varepsilon} \right]_{in} \right\} \quad (1.42)$$

$$\varepsilon = \frac{x}{\rho_G} \left[(1 + 0.12(1-x)) \left(\frac{x}{\rho_G} + \frac{1-x}{\rho_L} \right) + \frac{1.18(1-x)[g\sigma(\rho_L - \rho_G)]^{0.25}}{G^2\rho_L^{0.5}} \right]^{-1} \quad (1.43)$$

La componente delle perdite per attrito si calcola invece con la correlazione di Friedel [14] espressa come prodotto tra perdite di carico per attrito riferite alla sola componente liquida, moltiplicate per un fattore moltiplicativo bifase. Di seguito sono riportate le equazioni utilizzate.

$$\Delta p_f = \Delta p_L \Phi_{fr}^2 \quad (1.44)$$

$$\Delta p_L = \frac{2f_{LO}G^2L}{d_{in}\rho_L} \quad (1.45)$$

$$f_{LO} = 0.079 \text{Re}_{LO}^{-0.25} \quad f_{GO} = 0.079 \text{Re}_{GO}^{-0.25} \quad (1.46)$$

$$\text{Re}_{LO-GO} = \frac{Gd_{in}}{\mu_{L-G}} \quad (1.47)$$

$$\Phi_{fr}^2 = E + \frac{3.24FH}{Fr_H^{0.045}We_L^{0.035}} \quad (1.48)$$

$$E = (1-x)^2 + x^2 \left(\frac{\rho_L f_{GO}}{\rho_G f_{LO}} \right) \quad (1.49)$$

$$F = x^{0.78} (1-x)^{0.224} \quad (1.50)$$

$$H = \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0.91} \left(\frac{\mu_G}{\mu_L} \right)^{0.19} \left(1 - \frac{\mu_G}{\mu_L} \right)^{0.7} \quad (1.51)$$

$$Fr_H = \frac{G^2}{gd_{in}\rho_H^2} \quad (1.52)$$

$$We_L = \frac{G^2 d_{in}}{\rho_H \sigma} \quad (1.53)$$

$$\rho_H = \left[\frac{x}{\rho_G} + \frac{1-x}{\rho_L} \right]^{-1} \quad (1.54)$$

1.4 Variazione della temperatura del terreno

La temperatura del terreno si può considerare costante solo da una profondità di 10-15 m, oltre i quali risulta circa pari alla temperatura media esterna dell'aria, motivo per cui gli scambiatori verticali non risentono di queste variazioni e in prima approssimazione considerano una temperatura costante in tutto l'anno del terreno. Nella parte più superficiale invece la temperatura risente delle condizioni climatiche dell'ambiente [15], [16] ed in particolari delle variazioni dovute a scambio convettivo con l'esterno, piovosità, radiazione solare assorbita e flusso latente dovuto ad evaporazione sulla superficie del terreno. Per lo studio qui presentato non è necessario tener conto delle fluttuazioni dovute alle variazioni di breve termine come quella giornaliera che si percepiscono considerevolmente solo fino 50 cm circa di profondità, ma certamente è necessario tener conto della variazione della temperatura almeno nell'arco annuale di tempo, poiché ciò comporta diverse temperature di lavoro per gli scambiatori a terreno orizzontali. Per tener conto di ciò in funzione del clima considerato e delle caratteristiche del terreno si è utilizzata la formula di Kusuda di seguito presentata. Si considerano valide le seguenti assunzioni (come si può vedere anche negli studi sopra citati):

- variazione della temperatura superficiale di tipo sinusoidale
- temperatura media annuale sia pari alla media superficiale
- il terreno sia di tipo omogeneo con conduttività termica costante
- a profondità infinita (maggiore dei valori sopra indicati o comunque da circa 20 m in poi) la temperatura sia praticamente costante e pari alla media annua esterna dell'aria; successivamente la temperatura nel terreno cresce in profondità con gradiente dovuto al flusso geotermico di circa 3 °C ogni 100 m (dipendente dalle caratteristiche del suolo e comunque con riferimento a zone standard senza anomalie termiche o caratteristiche vulcaniche)

$$T = T_{mean} - T_{amp} \cdot \exp\left[-Depth \cdot \left(\frac{\pi}{365\alpha}\right)^{0.5}\right] \cdot \cos\left\{\frac{2\pi}{365} \cdot \left[t_{now} - t_{shift} - \frac{Depth}{2} \cdot \left(\frac{365}{\pi\alpha}\right)^{0.5}\right]\right\} \quad (1.55)$$

Dove

- T temperatura incognita in funzione del tempo considerato t_{now}
- T_{mean} temperatura media superficiale (pari alla media dell'aria esterna) [°C]
- T_{amp} ampiezza della variazione di temperature (calcolabile come $(T_{max} - T_{min})/2$ con riferimento alle temperatura dell'aria esterna) [°C]
- $depth$ profondità nel terreno [m]
- α diffusività termica del terreno [m²/day] calcolata come rapporto tra la conducibilità termica del terreno λ [W/(m K)] (variabile secondo le prove fatte) e la capacità termica del terreno considerata $\rho \cdot c_p = 2 \cdot 10^6$ [J/(m³ K)]
- t_{now} istante di tempo considerate per il quale si vuole ottenere il valore di temperature del terreno [day]
- t_{shift} giorno dell'anno con la temperatura minima, si considera il 30 gennaio per cui questo valore viene preso 30 (i giorni per questa equazione vanno numerati consecutivamente da 1 a 365 [day])

Come dati di input per il calcolo della temperatura del terreno si sono utilizzati quelli presenti nel sito del Servizio meteorologico nazionale [17], considerando le elaborazioni statistiche CLINO (1961-1990) per Padova. Si riporta di seguito la tabella con i valori mensili delle temperature.

Tabella 1.4.1 Valori delle temperature mensili [°C], località di Padova derivati da statistiche CLINO 1961-1990

	Massima [°C]	Minima [°C]	Media [°C]
Gennaio	5,7	-1,4	2,15
Febbraio	8,8	0,5	4,65
Marzo	13,1	3,5	8,3
Aprile	17,5	7,4	12,45
Maggio	22,4	11,6	17
Giugno	26	15,3	20,65
Luglio	28,4	17,5	22,95
Agosto	27,9	16,9	22,4
Settembre	24,5	13,8	19,15
Ottobre	18,8	8,8	13,8
Novembre	11,5	3,7	7,6
Dicembre	6,5	-0,4	3,05

Da tali valori elaborati con la formula sopra descritta, si sono eseguite prove a diversa profondità e conducibilità termica del terreno ottenendo i seguenti risultati poi utilizzati nelle simulazioni.

Tabella 1.4.2 Valori numerici della temperatura annua minima a diverse profondità e conducibilità termiche

Depth [m]	Valori Minimi T terreno [°C]				
	λ [W/(m ² K)]				
	1	1,5	2	2,5	3
0,2	-0,78	-1,01	-1,14	-1,24	-1,31
0,3	-0,19	-0,51	-0,71	-0,84	-0,95
0,5	0,93	0,43	0,12	-0,09	-0,25
0,8	2,42	1,71	1,27	0,96	0,72
1	3,31	2,50	1,98	1,61	1,33
1,5	5,22	4,22	3,57	3,09	2,72
2	6,74	5,66	4,92	4,37	3,95
5	11,25	10,44	9,77	9,21	8,74
10	12,67	12,46	12,21	11,96	11,71
15	12,83	12,78	12,71	12,63	12,53
20	12,84	12,84	12,82	12,79	12,76

Tabella 1.4.3 Valori numerici della temperatura annua massima a diverse profondità e conducibilità termiche

Depth [m]	Valori Massimi T terreno [°C]				
	λ [W/(m ² K)]				
	1	1,5	2	2,5	3
0,2	26,47	26,70	26,83	26,93	27,00
0,3	25,88	26,20	26,40	26,54	26,64
0,5	24,77	25,26	25,57	25,78	25,94
0,8	23,27	23,98	24,42	24,73	24,97
1	22,38	23,19	23,71	24,08	24,36
1,5	20,47	21,47	22,13	22,60	22,97
2	18,95	20,03	20,77	21,32	21,74
5	14,45	15,25	15,92	16,48	16,95
10	13,02	13,24	13,48	13,73	13,98
15	12,86	12,91	12,98	13,06	13,16
20	12,85	12,86	12,87	12,90	12,93

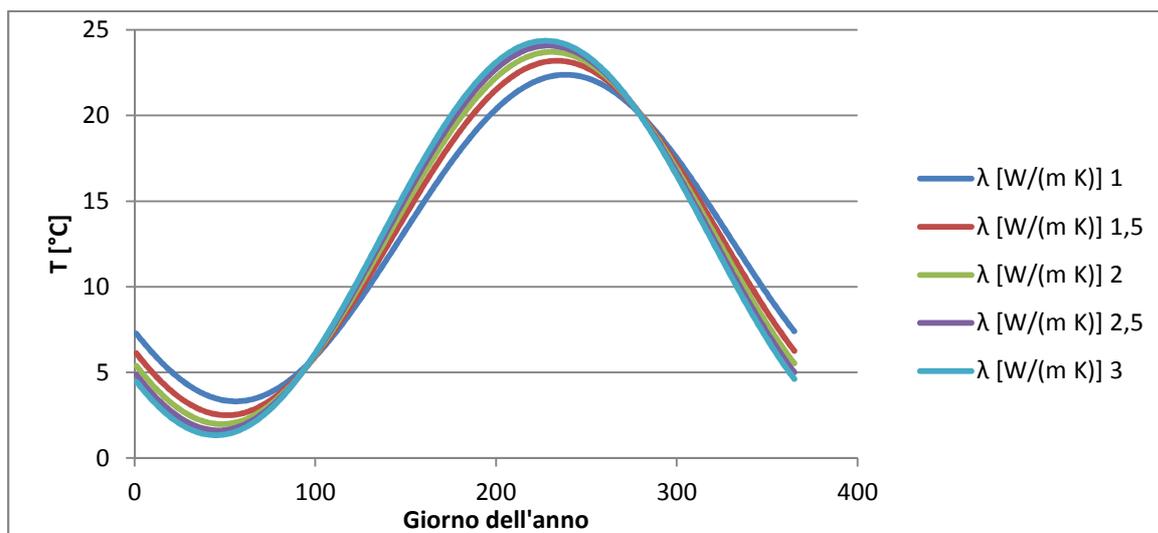


Figura 1.4.1 Andamento temperatura del terreno al variare della conducibilità termica, profondità 1 m

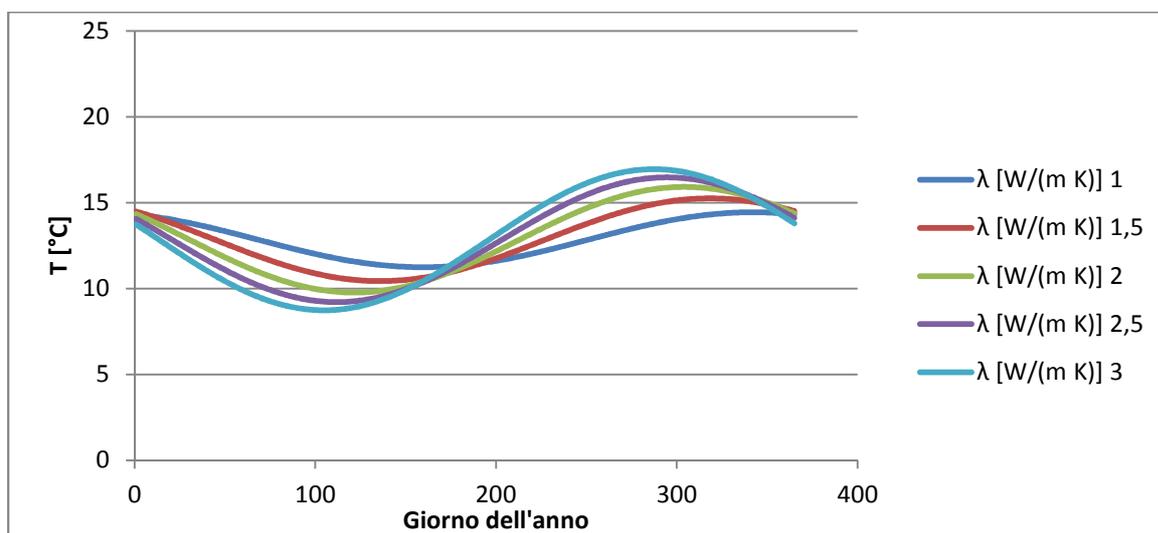


Figura 1.4.2 Andamento temperatura del terreno al variare della conducibilità termica, profondità 5 m

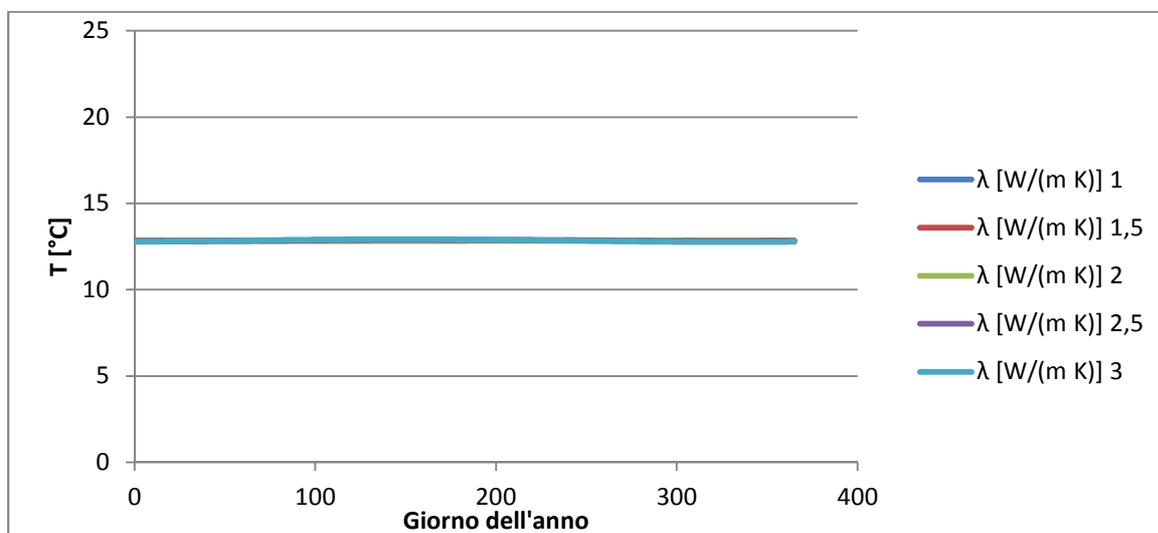


Figura 1.4.3 Andamento temperatura del terreno al variare della conducibilità termica, profondità 20 m

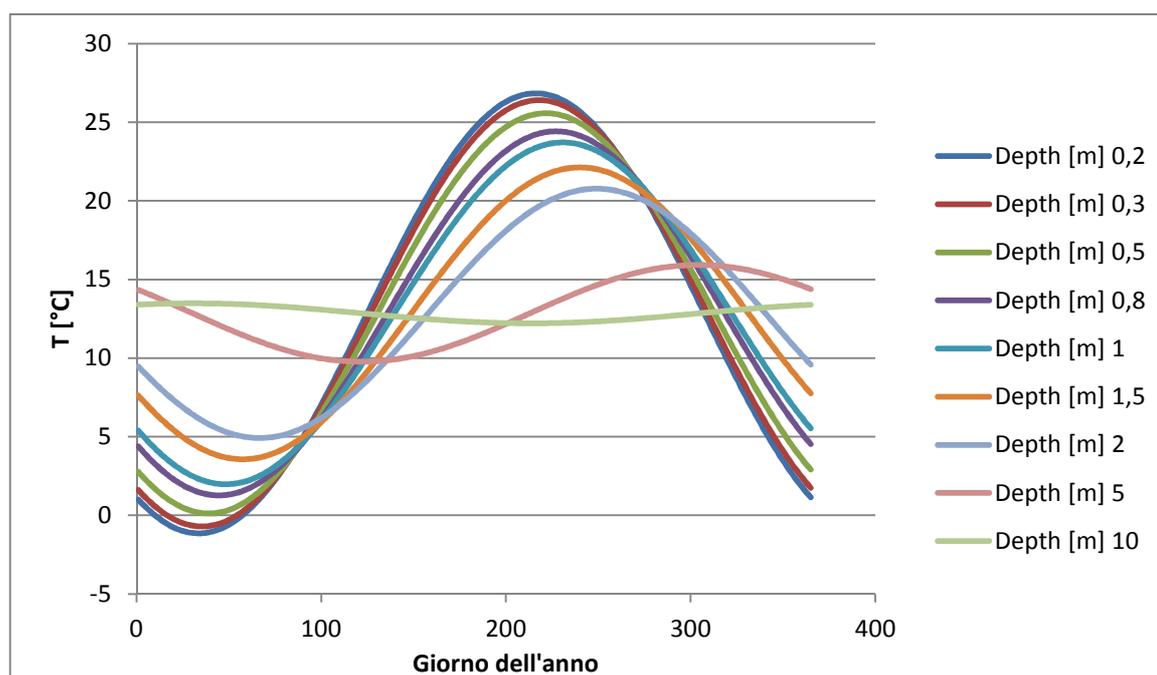


Figura 1.4.4 Andamento della temperatura del terreno durante l'anno al variare della profondità, conducibilità termica $2 [W/(m K)]$

Dai valori numerici e grafici si può notare che all'aumentare della conducibilità termica del terreno, aumenta la variazione di temperatura nell'arco dell'anno anche a maggiori profondità, poiché il calore viene maggiormente trasmesso anche in profondità. Nelle zone superficiali, a profondità 0,2 m o 0,3 m, in sostanza non c'è variazione con la conducibilità poiché risentono molto delle condizioni esterne indipendentemente dalle caratteristiche del suolo. In profondità la conducibilità diventa importante, per esempio a 5 m (Figura 1.4.2), è ben visibile come la curva della temperatura abbia picco massimo inferiore ai 15 °C per $\lambda = 1 [W/(m K)]$ (curva blu, picco 14,45 °C), mentre il valore massimo superi i 15 °C arrivando a valore di 16,95 °C per $\lambda = 3 [W/(m K)]$ (curva azzurro chiaro). Oltre a variare il valore del picco come si vede, si ha anche una traslazione nel tempo dell'andamento della temperatura di diversi giorni (anche 30-40 giorni).

A profondità maggiori avremo sempre più un'attenuazione della sinusoide (Figura 1.4.4) come valore di picco, con traslazioni temporali sempre maggiori dovute all'inerzia termica del terreno che diventa sempre più indipendente dalle condizioni climatiche esterne. Già a 10 metri la sinusoide è quasi scomparsa, a 20 m per esempio la variazione come valore numerico è di appena un decimo di grado tra i rispettivi picchi delle curve a conducibilità variabile (Figura 1.4.3) e la temperatura risulta praticamente costante e pari alla temperatura media annuale, che per la località considerata è di circa 13 °C.

2 Routine di calcolo in Excel

Le formule descritte nel capitolo precedente sono state implementate in una routine realizzata con Excel per calcolare con un metodo a passi successivi il calore scambiato e la lunghezza di scambiatori necessaria. L'idea base perseguita è stata di realizzare un processo che non fosse sommario o utilizzasse valori medi, ma fosse più preciso andando quindi a valutare effettivamente il processo nella sua evoluzione e quindi valutando ad ogni step le reali condizioni operative e termodinamiche per il calcolo dei valori desiderati, pur rimanendo un procedimento stazionario che non tiene conto delle inerzie temporali dello scambio termico nel sistema. Dapprima si sono realizzati dei fogli di calcolo separati per il confronto fra modelli nella stima del coefficiente di scambio termico in evaporazione h e delle perdite di carico. Successivamente si è scelto di utilizzare Shah come modello per il calcolo di h ed il tutto è stato implementato in un unico file Excel che permette di calcolare lo scambiatore a terreno. La procedura parte dai dati di input relativi sia alla configurazione dello scambiatore, sia della richiesta termica dell'utenza, quindi sono presenti due schede di routine vera e propria, una per il calcolo dell'evaporazione ed una successiva per il calcolo di un eventuale surriscaldamento interno allo scambiatore a terreno prima di andare al compressore della PdC. In tutti i casi, le caratteristiche termodinamiche utilizzate sia inizialmente, sia poi richiamate nel procedimento ad ogni step, sono prese in automatico da RefProp grazie ad una procedura che permette di configurarlo con Excel e richiamarne i comandi direttamente dall'interno del foglio di calcolo.

I dati base di input utilizzati dal calcolo per quanto riguarda l'ipotetica utenza termica da soddisfare e la relativa PdC utilizzata (dato di progetto poiché in questo lavoro si analizza il solo scambiatore a terreno e non la PdC nel suo insieme rispetto all'edificio) sono:

- Potenza termica di progetto [kW]
- COP di progetto della PdC
- Fabbisogni energetici mensili dell'utenza termica [kWh]
- Fluido operativo di ciclo; nell'analisi eseguita si è utilizzato R410A poiché ad ora risulta il più utilizzato nelle PdC

I dati di input generalmente usati sulla configurazione dello scambiatore a terreno e sulle condizioni al contorno sono invece:

- Temperatura del terreno (derivante da profondità di posa e da dati climatici locali come descritto nel capitolo precedente)
- Conducibilità termica del terreno

- Numero circuiti di scambiatore a terreno tra i quali suddividere la portata totale
- Temperatura d'inizio evaporazione, scelta con opportuno ΔT rispetto a quella del terreno
- Titolo d'inizio evaporazione, derivante dalla precedente laminazione nella PdC ma che per queste analisi è un dato di input. Da questo discende il calore latente in evaporazione necessario per giungere a titolo unitario ed evaporazione completa
- Numero di step N in cui è suddiviso il tratto di evaporazione da titolo d'ingresso fino a titolo unitario
- Si è considerata per l'analisi termica una sezione cilindrica di terreno attorno allo scambiatore
- Configurazione geometrica dello scambiatore a terreno e relative conducibilità termiche descritte nella tabella seguente. La tubazione utilizzata per sistemi a espansione diretta, secondo quanto ricavato da cataloghi di aziende del settore è in rame con sottile rivestimento di guaina in PE

Tabella 1.4.1 Caratteristiche geometriche dello scambiatore a terreno e relative proprietà termiche dei materiali considerati ai fini delle resistenze termiche dello scambio di calore

Diametro interno tubazione [m]	0.01
Diametro esterno tubazione [m]	0.012
Diametro esterno guaina PE rivestimento [m]	0.014
Diametro esterno eventuale letto di posa in sabbia [m]	0.15
Diametro esterno sezione cilindrica di terreno considerata [m]	1
Conducibilità termica tubo in rame [W / (m K)]	380
Conducibilità termica guaina PE [W / (m K)]	0.4
Conducibilità termica eventuale sabbia letto di posa [W / (m K)]	1.5
Conducibilità termica terreno [W / (m K)]	Variabile per tipologia terreno o prove eseguite

Dai dati sopra descritti si calcolano le resistenze termiche per determinare il coefficiente globale di scambio K e, dal fabbisogno termico, la portata di fluido totale che poi andrà suddivisa tra i vari circuiti di scambiatori a terreno. La totale portata si ricava da:

$$\dot{m} = \frac{P_{progetto} \cdot \left(1 - \frac{1}{COP_{progetto}}\right)}{r_{lat.vap.} \cdot \Delta x} \quad (2.1)$$

dove a numeratore la potenza di progetto viene considerata con il rispettivo COP e a denominatore il calore latente di vaporizzazione $r_{lat.vap.}$ è calcolato come differenza di entalpia tra vapore e liquido saturi alla temperatura di evaporazione considerata.

2.1 Routine evaporazione

L'idea base è di realizzare un procedimento passo-passo che tenga conto del reale processo. Per fare ciò si realizza necessariamente un procedimento iterativo poiché, per tenere conto delle perdite di carico secondo le formule illustrate nel paragrafo precedente, servono alcuni parametri termodinamici dello step successivo a quello considerato. Il controllo principale viene eseguito sul titolo che varia dal valore iniziale imposto, fino al valore unitario di vapore saturo e completa evaporazione. Tale Δx totale è suddiviso in $N = 500$ passi; come si vedrà è un valore che consente una buona precisione di calcolo. Quindi partendo dal valore di input x_1 si può calcolare il successivo dalla relazione:

$$x_{i+1} = x_i + \frac{(1 - x_1)}{N} \quad (2.2)$$

Ad ogni passo x_i definita la temperatura di lavoro e la relativa pressione, vengono richiamate da RefProp le proprietà del fluido necessarie al calcolo in tale condizione, ed in particolare viscosità, Prandtl, conducibilità, densità, entalpia e tensione superficiale. Quindi si calcola il coefficiente di scambio in evaporazione con il metodo di Shah; si è scelto questo metodo poiché più idoneo per tubazione orizzontale anche nell'eventuale caso di moto stratificato, anche se come si vedrà ciò non si verifica nelle condizioni esaminate. Anche dal confronto con gli altri metodi, comunque risulta un buon metodo per il calcolo del coefficiente h_{evap} oltre ad essere sufficientemente semplice da implementare.

A questo punto si calcolano le perdite di carico utilizzando Friedel per il calcolo della componente delle perdite per attrito Δp_{fr} ed il modello di Rohuani - Steiner per il calcolo del grado di vuoto ε , necessario per la componente di variazione di quantità di moto Δp_a (per la quale servono anche caratteristiche termodinamiche del successivo punto x_{i+1} da cui le iterazioni; ad ogni step la routine calcolerà dei valori di primo tentativo per poi ricalcolare i valori corretti fino a convergenza). Tra le due la componente per attrito risulta decisamente preponderante ma comunque si è preferito non trascurare nessuna componente. Il calcolo di tali perdite viene fatto dapprima per unità di lunghezza [Pa/m]. Si stima quindi un coefficiente globale di scambio termico tenendo conto di h_{evap} e delle resistenze termiche conduttive per determinare il calore scambiato nel tratto $(x_i - x_{i+1})$ con il metodo globale dove si utilizza la differenza di temperatura in modo diretto invece che con la media logaritmica, approssimazione accettabile essendo piccolo il Δx .

$$q' = \frac{q_i}{L_i} = K_i (\pi \cdot d_{in}) \cdot (T_g - T_i) \quad (2.3)$$

Si ricava quindi la lunghezza L_i del tratto considerato secondo la variazione del titolo dalla formula:

$$L_i = \frac{\dot{m} \cdot r_{evap} \cdot (x_{i+1} - x_i)}{q'} \quad (2.4)$$

Nota la lunghezza si possono calcolare le effettive perdite di carico [Pa] e quindi determinare pressione e conseguente temperatura di lavoro del successivo passo x_{i+1} da cui ripartire con le caratteristiche termodinamiche. Si aggiornano quindi il calore totale q e la lunghezza L dello scambiatore raggiunti fino al passo i in esame.

I controlli all'inizio di ogni step sono due. La verifica che sia o meno completata l'evaporazione viene eseguita sul titolo e blocca la routine nel caso in cui il valore di x risulti maggiore o uguale a 1 e quindi con evaporazione completa. L'altro controllo è sulla lunghezza di scambiatore a terreno. E' infatti possibile impostare una lunghezza iniziale di scambiatore L_{MAX} e la routine controlla ad ogni step la lunghezza totale raggiunta con lo scambio termico; se la lunghezza L raggiunta risulta maggiore di quella disponibile impostata inizialmente, il calcolo s'interrompe ad evaporazione incompleta. Il procedimento è schematizzato come schema a blocchi in Figura 2.1.1.

La Routine considera il singolo circuito di scambiatore a terreno, per cui la portata data come input dovrà essere la totale, calcolata partendo dalla potenza termica di progetto, divisa per il numero di circuiti che si utilizzano. L'output principale d'interesse è ovviamente la lunghezza L [m] di scambiatore a terreno necessario per realizzare la completa evaporazione. Come ulteriori output sono forniti in forma numerica temperatura e pressione di fine evaporazione ed il rispettivo scarto rispetto ai valori iniziali, il coefficiente medio di scambio in evaporazione secondo Shah h [W/(m² K)], la totale potenza termica scambiata nel processo q [W], e le potenze specifiche per unità di lunghezza di tubo [W/m], per unità di superficie di scambio di tubazione [W/m²] e per unità di area di terreno occupato [W/m²], considerando un passo di posa degli scambiatori di 1 m. Nel caso in cui la lunghezza iniziale impostata non sia sufficiente per completare l'evaporazione, si avranno come output i valori del titolo e di tutti gli altri parametri termodinamici riferiti al punto in cui si è interrotta l'evaporazione stessa per mancanza di tubazione.

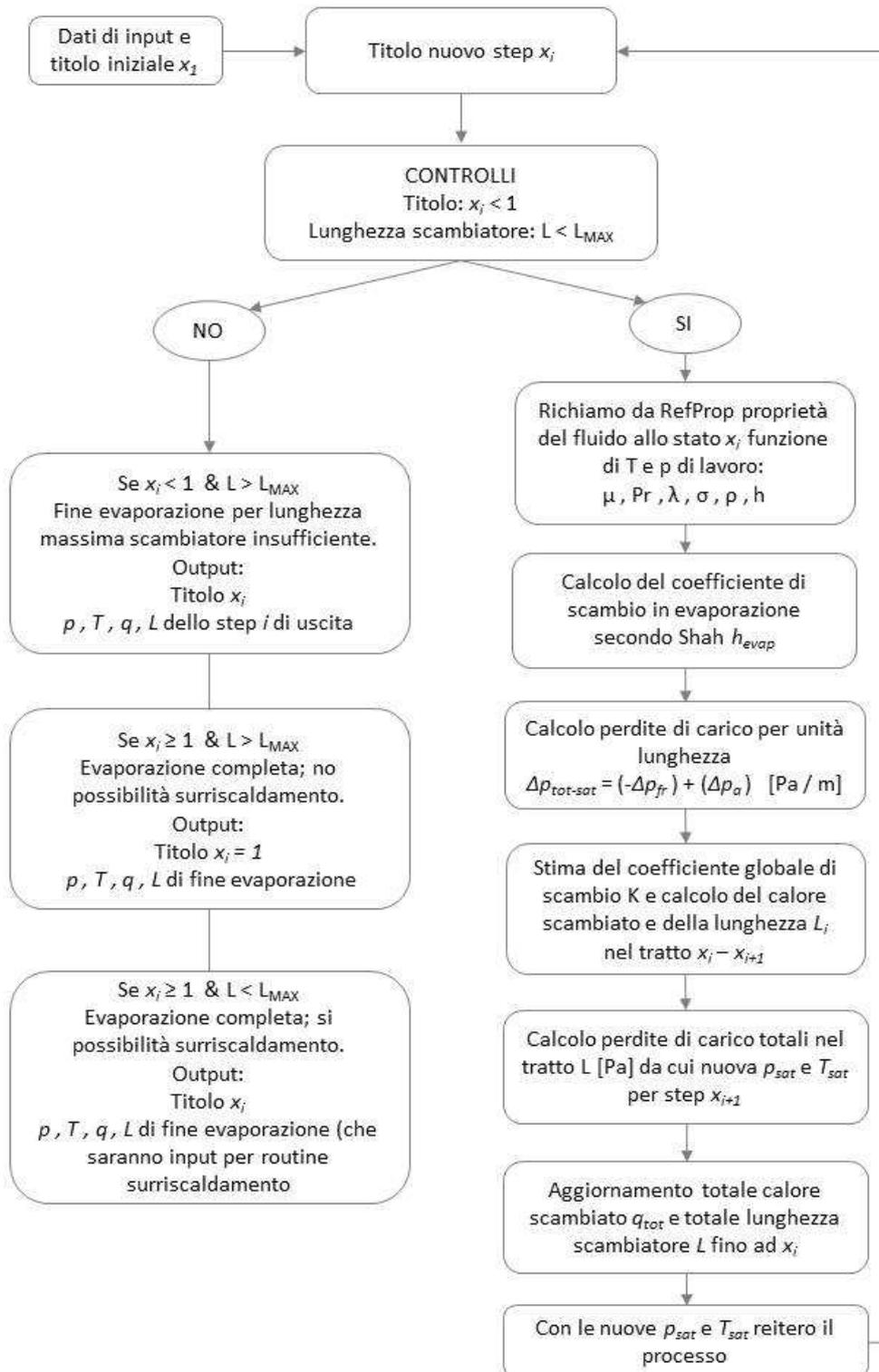


Figura 2.1.1 Schema a blocchi del procedimento implementato nella routine Excel per l'evaporazione del fluido nello scambiatore a terreno

2.2 Routine surriscaldamento

Nel caso in cui l'evaporazione sia completa e ci sia ancora scambiatore a terreno disponibile, ossia $L < L_{MAX}$, il fluido ormai totalmente vapore continua lo scambio termico e si surriscalda. E' stata quindi impostata in una successiva scheda dello stesso file Excel con la routine sopra descritta, anche una routine che implementa il surriscaldamento, ancora con l'idea passo-passo. Le condizioni operative di input per queste iterazioni saranno ovviamente quelle di uscita dalla precedente routine ad evaporazione conclusa. Come parametro che determina gli step in questo caso si è scelta la temperatura, imponendo di avere ad ogni passo un incremento di temperatura di 0,1 °C ossia:

$$T_{i+1} = T_i + 0,1 \quad (2.5)$$

La temperatura risulta così imposta e la pressione deriva dal calcolo, ancora di tipo iterativo a convergenza, delle perdite di carico del tutto analogo a quanto già descritto nel caso precedente. Da temperatura e pressione, per ogni passo, si richiamano da RefProp le proprietà del fluido, si calcola il coefficiente di scambio termico convettivo del gas secondo Gnielinski, le perdite di carico per unità di lunghezza, si stima lo scambio termico complessivo per il tratto $(i - i+1)$ da cui si ricava la lunghezza L_i necessaria per l'incremento di temperatura imposto con la formula:

$$L_i = \frac{\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{i+1} - T_i)}{q_i} \quad (2.6)$$

Quindi si ricavano le perdite di carico totali per il tratto in esame, da cui la nuova pressione del successivo passo $(i+1)$. Si aggiornano i valori totali di output analoghi ai precedenti, ossia lunghezza totale dello scambiatore fino al passo i (considerata come somma anche della precedente per evaporazione), la totale potenza termica scambiata fino al passo i nel solo processo di surriscaldamento e nel totale considerando l'intero scambiatore, ed i valori specifici per unità di lunghezza ed unità di area di scambio ed area in pianta di terreno.

I controlli che determinano l'avanzamento o meno della routine all'inizio di ogni step sono ancora due. Il controllo sulla lunghezza di scambiatore totale raggiunta rispetto alla massima disponibile L_{MAX} , ed un controllo sulla temperatura. Lo scambio termico infatti avviene sempre con il terreno per cui sarà impossibile ottenere una temperatura del fluido superiore alla temperatura del terreno stesso. In linea ideale si è lasciato come controllo proprio il valore T_g del terreno; con questo secondo controllo la routine si ferma se $T_i > T_g$. Nella realtà ovviamente gli ultimi tratti risulterebbero così con uno scambio termico a ΔT molto basso e si otterrebbero quindi lunghezze molto elevate, anche di diversi metri per un incremento di soli 0,1 °C, così da portare allo stop per

lunghezza di scambiatore non più disponibile, salvo aver impostato lunghezze troppo elevate. Negli scambiatori a terreno infatti ai fini del ciclo, solitamente interessa la completa evaporazione ed eventualmente solo un surriscaldamento minimo tale da garantire non vi sia troppo liquido residuo che vada poi al compressore. La Figura 2.2.1 mostra lo schema a blocchi del procedimento appena descritto.

Nel complesso del procedimento quindi sono tre i possibili stati di uscita del fluido dallo scambiatore a terreno:

- Evaporazione incompleta ed uscita a titolo $x < 1$ a causa di una lunghezza iniziale massima di scambiatore ammessa insufficiente per completare l'operazione
- Evaporazione completa senza surriscaldamento, con uscita a titolo unitario e condizione di vapore saturo secco
- Evaporazione completa con successivo surriscaldamento se si ha ancora lunghezza di tubazione disponibile a terreno

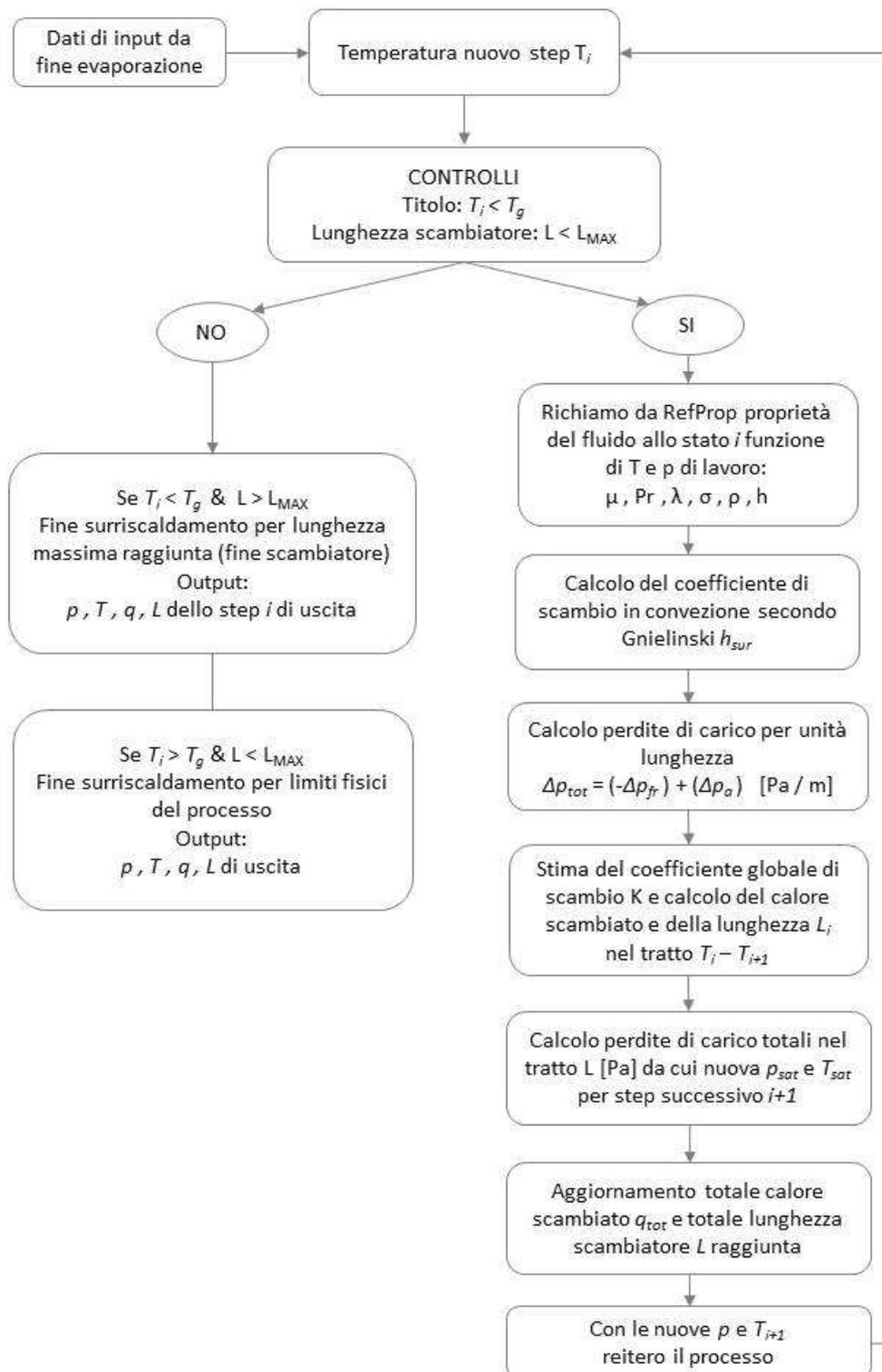


Figura 2.2.1 Schema a blocchi del procedimento implementato nella routine Excel per l'eventuale surriscaldamento del fluido nello scambiatore a terreno

Il file Excel è quindi suddiviso nelle quattro schede denominate rispettivamente, “Input edificio” per i dati di ingresso relativi alla richiesta termica da soddisfare, “Input scambiatori” per i dati relativi alla geometria degli scambiatori, alle caratteristiche della modellizzazione e delle condizioni al contorno, “Evaporazione” e “Surriscaldamento” per le due routine sopra descritte. Per come è stato pensato il tutto, è possibile procedere inserendo anche una lunghezza di scambiatore iniziale che sarà utilizzata per confronto nel calcolo del surriscaldamento. Inserendo una lunghezza elevata si procederà con i calcoli finché non si realizzano le altre condizioni al contorno che determinano lo stop del calcolo; è questa la procedura seguita nelle prove realizzate per ottenere come output la lunghezza necessaria per l’evaporazione. Inserendo invece una lunghezza di prova voluta per lo scambiatore, si ottiene come uscita la verifica delle condizioni termodinamiche che tale lunghezza consente di raggiungere, ovviamente con la distinzione anche che sia o meno possibile il surriscaldamento e che sia o no realizzata la completa evaporazione. L’output totale del file è in forma tabulare e fornisce tutti i dati relativi sia al processo complessivo sia ai singoli processi parziali.

Tabella 2.2.1 Esempio tabella di output complessivo della Routine elaborata

Fluido	R410A
G [kg/(m² s)]	227,06
m [kg/s]	0,0178
Surriscaldamento	SI
Titolo inizio evaporazione	0,2
T_inizio evap. [°C]	-5
p_sat inizio evap [Pa]	678284
Titolo fine evaporazione	1
L_evap [m]	116,86
L_surri [m]	39,15
L_TOT [m]	156,01
T_fine evap [°C]	-16,87
ΔT_evap [°C]	11,87
p_fine evap [Pa]	448469
Δp_evap [Pa]	229815
h_medio evap [W/(m² K)]	3483
q_tot evap [W]	3323
T_uscita GHE [°C]	3,88
p_uscita GHE [Pa]	364445
Δp_TOT [Pa]	313839
q_TOT [W]	3640
q_lunghezza [W/m]	23
q_area pianta terreno [W/m²]	58

3 Calcoli e risultati preliminari

3.1 Analisi del coefficiente di scambio termico in evaporazione

Come prima analisi, senza considerare l'intero processo di scambio termico, si valuta il coefficiente di scambio in evaporazione (h) e la sua variabilità con i parametri caratteristici del sistema, ossia nello specifico la variazione con la temperatura di evaporazione, variazione con la portata specifica e variazione con la conduttività del terreno. Per avere un confronto tra diversi metodi di stima di tale coefficiente presenti in letteratura si sono considerate sia la formulazione proposta da Shah, sia quella proposta da Chen [18], oltre ad un approccio del tutto generale ricavato dal manuale VDI Heat Atlas [13]. Tali confronti sono utili per vedere la variazione del coefficiente secondo i vari modelli e sceglierne quindi uno ai fini del calcolo dello scambio termico generale successivo. Inoltre pur sapendo che la maggior parte delle macchine ormai utilizza come fluido R410A, l'analisi del coefficiente h è stata fatta per tre diversi fluidi per vedere il diverso comportamento nel caso si decidesse per l'utilizzo di un diverso fluido operativo.

Per l'analisi sono stati realizzati appositi fogli di calcolo in Excel con i vari modelli sopra citati, tenendo conto delle seguenti assunzioni e considerazioni:

- Dati di input parametri geometrici descritti nei capitoli precedenti
- Considerate le dimensioni della tubazione ci si aspetta un regime di deflusso omogeneo e non stratificato; tale assunzione, che giustifica la prova con metodo di Chen valida per condotti verticali e orizzontali non stratificati, viene comunque verificata nei calcoli dal parametro di Froude
- Utilizzo di tre fluidi operativi: R134A , R407C , R410A
- Caratteristiche termodinamiche dei fluidi ricavate da RefProp
- Titolo in ingresso evaporazione $x = 0,1$ quindi con $\Delta x = 0,9$
- Evaporazione Δx suddivisa in $N = 500$ step
- Tubazione con rivestimento guaina PE di spessore 1 mm
- Resistenze termiche considerate: tubazione, guaina e terreno. Assenza del letto di posa in sabbia.
- Il calcolo del flusso termico specifico q'' , necessario per il calcolo della componente in ebollizione nucleata, è stato calcolato con il solo contributo iniziale del termine in convezione forzata (vedi Capitolo 1)
- Nel metodo ricavato da VDI Heat Atlas [13] il calcolo della componente in ebollizione nucleata richiede parametri tabulati solo per R134A. In prima grossolana approssimazione tali parametri sono stati mantenuti anche per gli

altri due fluidi in esame; come detto ciò incide solo nella componente in ebollizione nucleata e quindi in modo marginale e solo nella parte iniziale eventualmente del processo a bassi titoli di vapore.

- Temperatura terreno $\theta_g = 13 \text{ }^\circ\text{C}$

Il valore considerato per la temperatura del terreno in realtà si avrebbe solo a profondità maggiori di 10 m, ma per avere dei confronti con studi già fatti su sonde verticali [19] si è preferito mantenere lo stesso valore di riferimento. Come si vedrà la temperatura del terreno influisce molto poco sul coefficiente di scambio termico poiché incide nel solo calcolo della componente in ebollizione nucleata che risulta molto bassa rispetto alla preponderante componente in convezione forzata del coefficiente di scambio termico. Valori esatti della temperatura del terreno alla profondità di posa considerata saranno utilizzati in seguito nelle simulazioni degli scambiatori a terra.

Come prima cosa si mostrano di seguito alcune prove di confronto realizzate per R410A con e senza guaina in polietilene (PE) e con e senza letto di posa in sabbia. Tali prove sono state realizzate ad una temperatura intermedia di $0 \text{ }^\circ\text{C}$, con portata specifica $G = 152.79 \text{ [kg / (m}^2 \text{ s)]}$ e conduttività del terreno $\lambda_g = 2 \text{ [W / (m K)]}$. Inoltre sono riportate solo per i metodi di Chen e Heat Atlas, i quali nel calcolo finale del coefficiente di scambio, tengono conto della componente in ebollizione nucleata e quindi possono risentire della presenza di diverse resistenze termiche (sabbia e guaina). Il metodo di Shah, considera come coefficiente finale il maggiore tra le due componenti h_{cb} e h_{nb} e quindi sostanzialmente esclude la componente h_{nb} per il calcolo della quale si utilizzano le resistenze di scambio termico (vedi Capitolo 1).

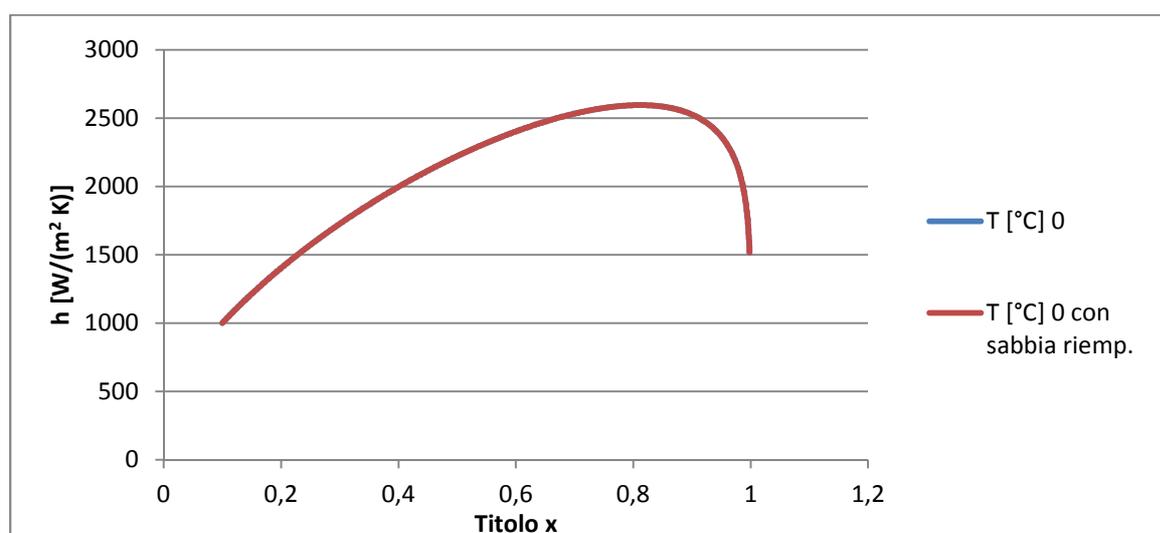


Figura 3.1.1 Coefficiente di scambio in evaporazione h [$\text{W}/(\text{m}^2 \text{ K})$], metodo di Chen per R410A con e senza letto di posa in sabbia

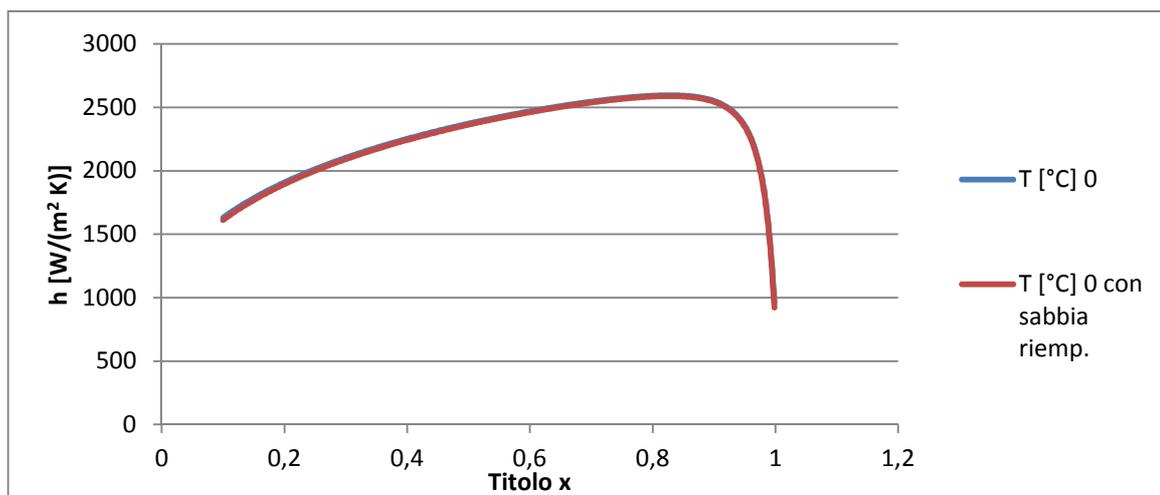


Figura 3.1.2 Coefficiente di scambio in evaporazione h [$W/(m^2 K)$], con Heat-Atlas per R410A con e senza letto di posa in sabbia

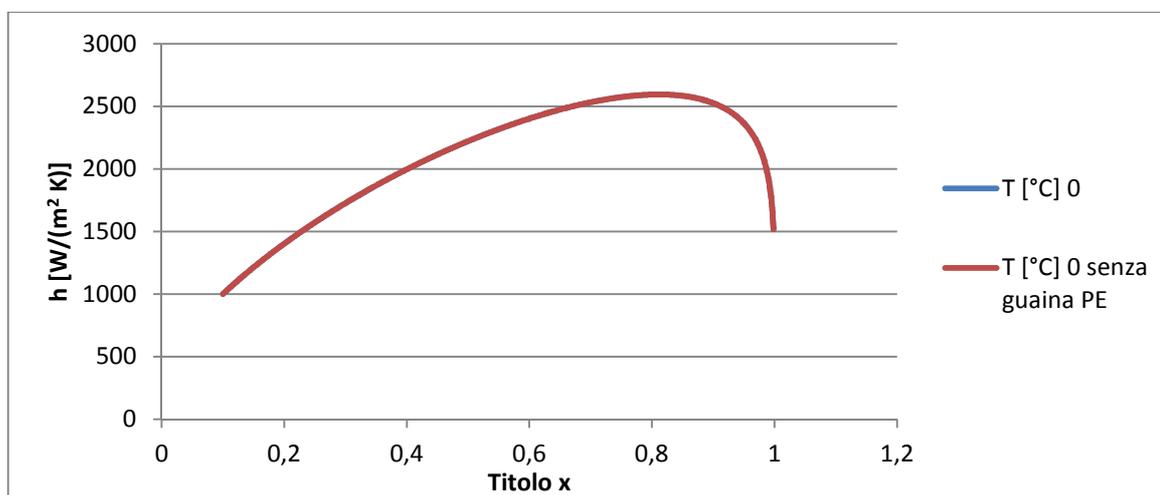


Figura 3.1.3 Coefficiente di scambio in evaporazione h [$W/(m^2 K)$], con Chen per R410A con e senza guaina PE

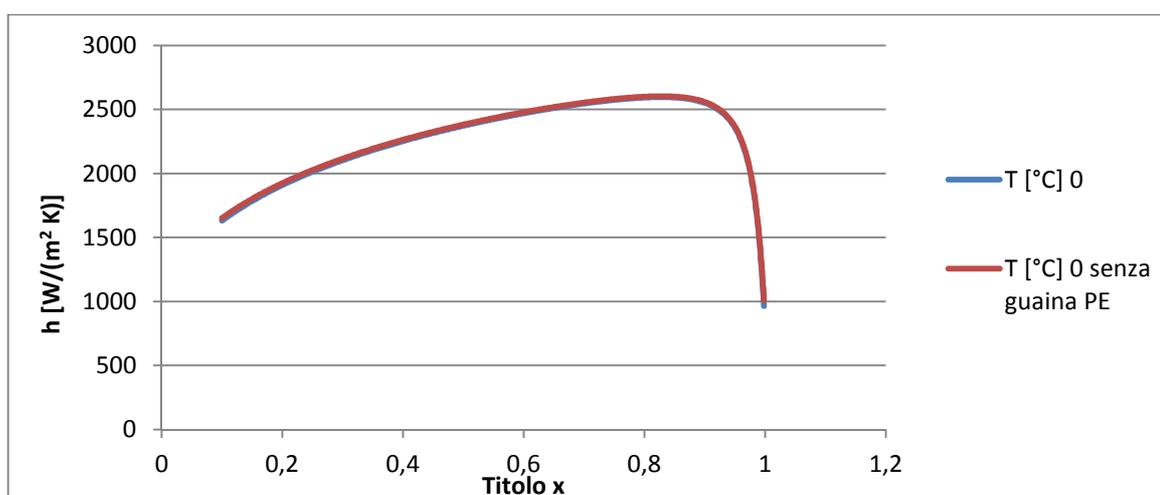


Figura 3.1.4 Coefficiente di scambio in evaporazione h [$W/(m^2 K)$], con Heat-Atlas per R410A con e senza guaina PE

Come si può osservare in pratica la differenza è talmente piccola da non essere percepibile o significativa (al massimo $10 \text{ [W / (m}^2 \text{ K)]}$). Quindi per i successivi confronti come detto si è sempre trascurata la presenza del letto di posa mentre si è considerata la presenza della guaina in PE poiché industrialmente le tubazioni utilizzate risultano avere tale guaina. Grafici analoghi, ricavati anche per fluidi R134A e R407C, sono riportati in Appendice A.

Variazione della temperatura di evaporazione

Una prima prova è stata realizzata per verificare come si comporta il coefficiente di scambio termico al variare della temperatura di evaporazione del fluido. Si sono considerate temperature di evaporazione variabili tra $\theta_{\text{evap}} = -15 \text{ }^\circ\text{C}$ e $\theta_{\text{evap}} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, con portata specifica e conduttività fisse pari rispettivamente a $G = 152,79 \text{ [kg / (m}^2 \text{ s)]}$ e $\lambda_g = 2 \text{ [W / (m K)]}$. Di seguito si riportano i valori medi alle varie temperature e i grafici per R410A e R134A (per R407C vedere Appendice A), calcolati con i vari modelli già detti, con h in funzione del titolo e curve parametriche alle diverse temperature.

Tabella 3.1.1 Valori medi di $h \text{ [W/(m}^2 \text{ K)]}$ funzione di T , secondo i modelli analizzati, fluido R410A

$T \text{ [}^\circ\text{C]}$	$h \text{ Shah [W / (m}^2 \text{ K)]}$	$h \text{ Chen [W / (m}^2 \text{ K)]}$	$h \text{ Heat-Atlas [W / (m}^2 \text{ K)]}$
-15	2533	2413	2655
-10	2381	2303	2527
-5	2243	2201	2405
0	2117	2108	2285
5	2003	2023	2168
10	1896	1945	2058

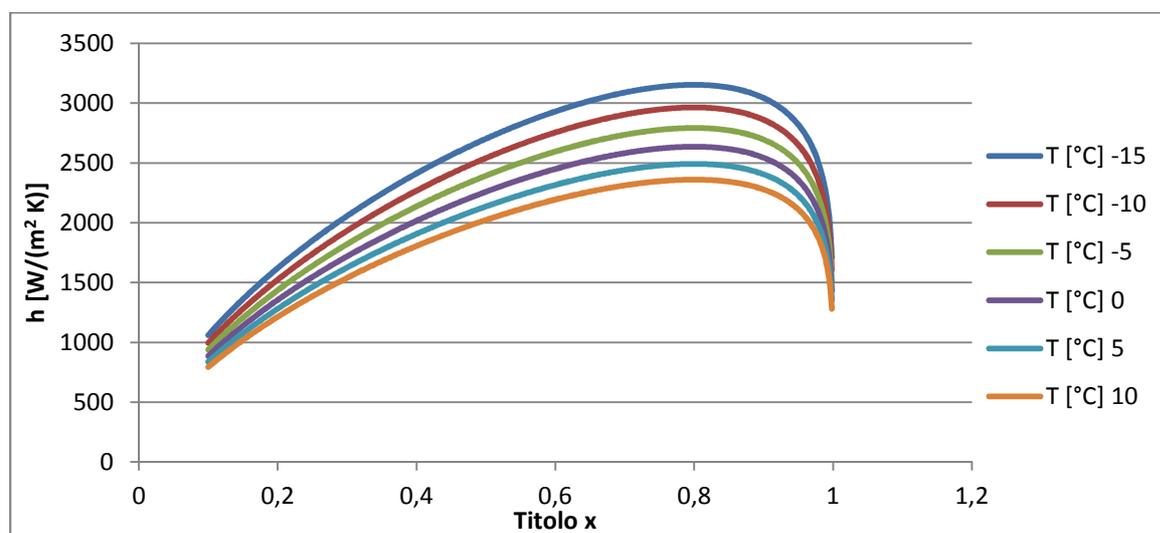


Figura 3.1.5 Modello Shah, fluido R410A, variazione di $h \text{ [W/(m}^2 \text{ K)]}$ con temperatura evaporazione

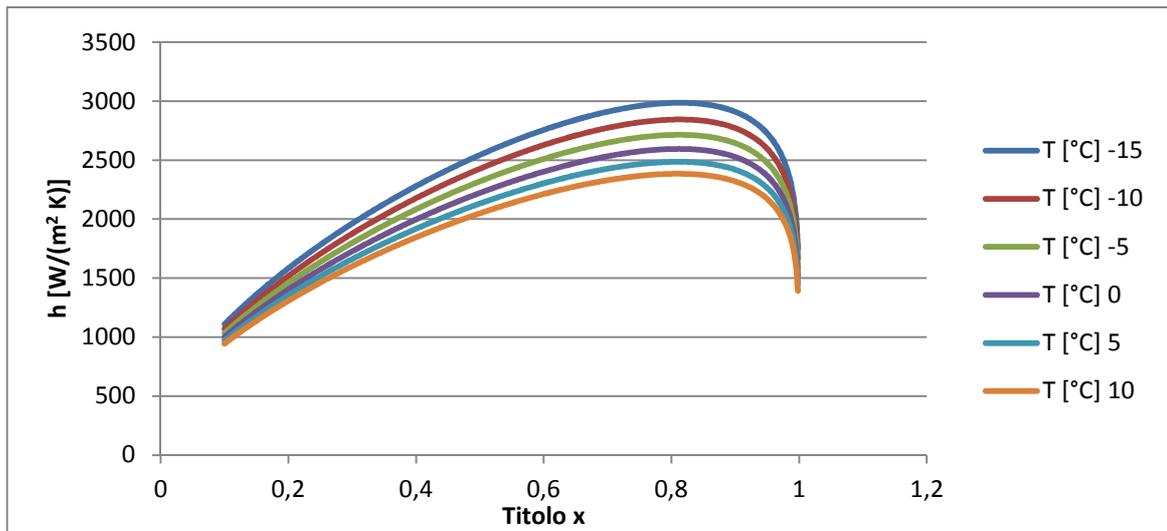


Figura 3.1.6 Modello Chen, fluido R410A, variazione di h [W/(m² K)] con temperatura evaporazione

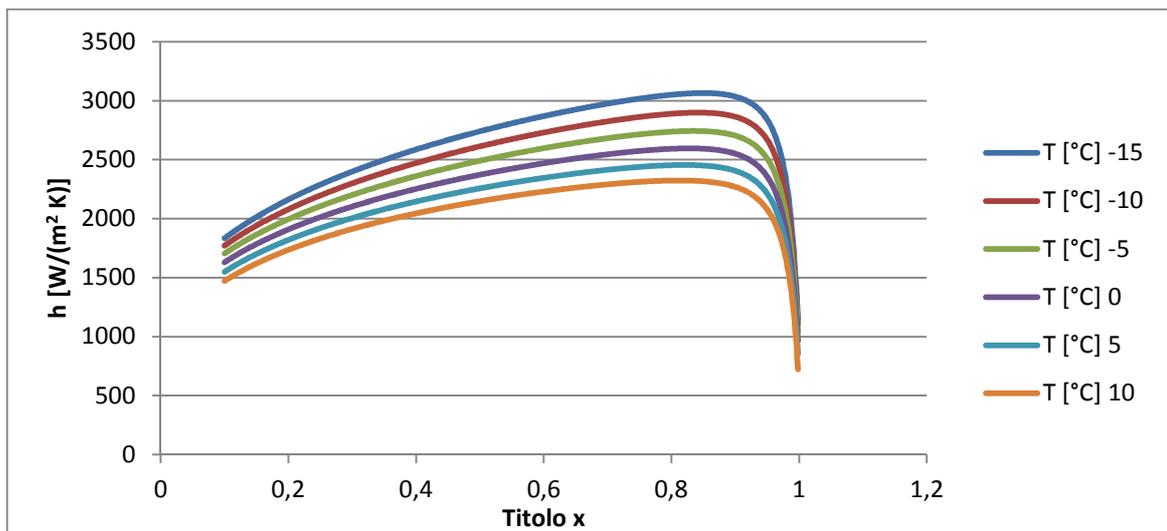


Figura 3.1.7 Modello Heat-Atlas, fluido R410A, variazione di h [W/(m² K)] con temperatura evaporazione

Di seguito i valori medi e i grafici relativi a R134A:

Tabella 3.1.2 Valori medi di h funzione di T , secondo i modelli analizzati, fluido R134A

T [°C]	h Shah [W / (m ² K)]	h Chen [W / (m ² K)]	h Heat-Atlas [W / (m ² K)]
-15	2616	2286	2433
-10	2450	2174	2327
-5	2301	2072	2225
0	2165	1978	2127
5	2042	1892	2033
10	1929	1812	1944

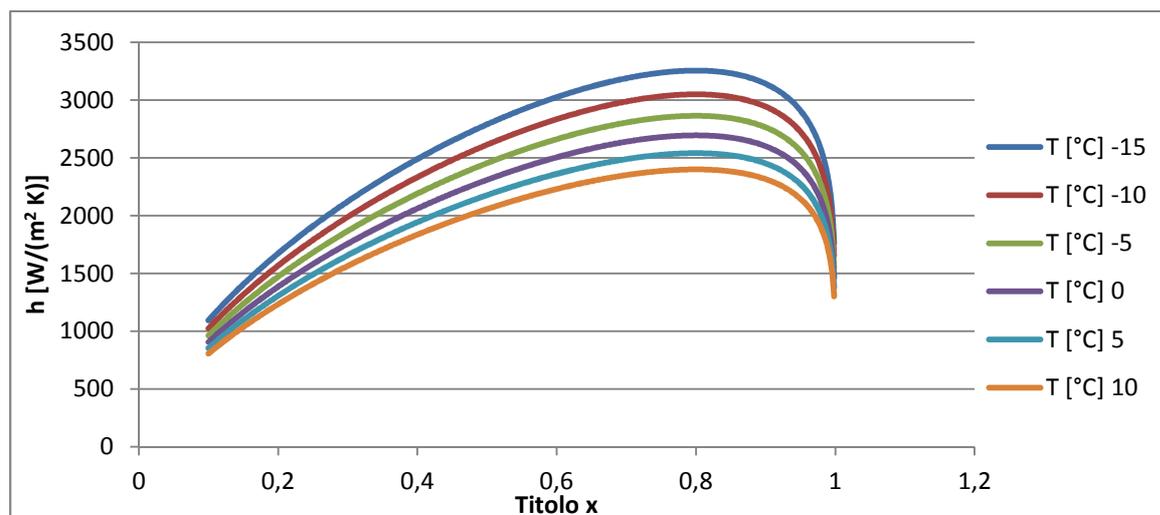


Figura 3.1.8 Modello Shah, fluido R134A, variazione di h [W/(m² K)] con temperatura evaporazione

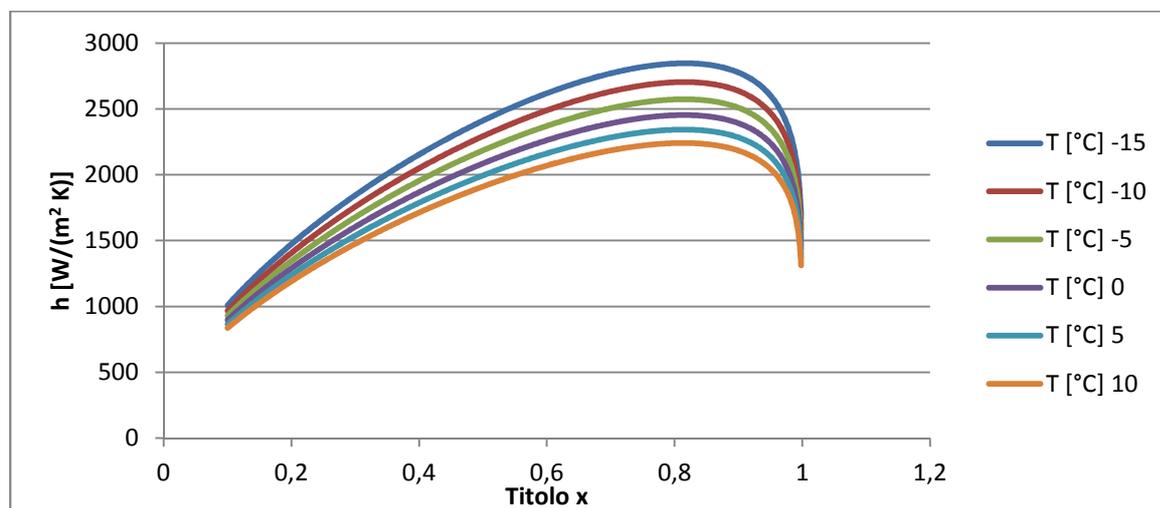


Figura 3.1.9 Modello Chen, fluido R134A, variazione di h [W/(m² K)] con temperatura evaporazione

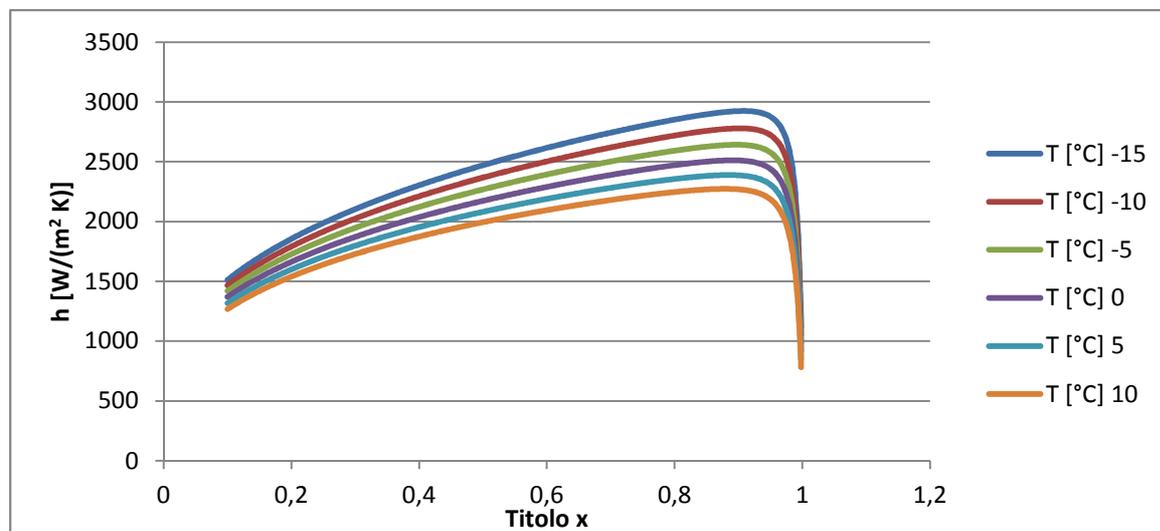


Figura 3.1.10 Modello Heat-Atlas, fluido R134A, variazione di h [W/(m² K)] con temperatura evaporazione

Già dai valori medi tabulati si osserva come il coefficiente di scambio termico abbia una consistente variazione con la temperatura di evaporazione, alcune centinaia di $W/(m^2 K)$ (680 $W/(m^2 K)$ nel caso peggiore) tra la temperatura minima e massima considerate. In particolare ciò si verifica maggiormente con il modello di Shah rispetto al modello di Chen; si può ben vedere anche graficamente a titolo x fissato, come le curve per il modello di Shah siano tra loro più lontane verticalmente rispetto alle curve del modello di Chen. In tutti i modelli inoltre, all'aumentare della temperatura di evaporazione diminuisce il coefficiente di scambio termico. Queste differenze sono ovviamente dovute alla variazione delle proprietà termodinamiche e fisiche del fluido che variano con la temperatura e la pressione di lavoro. Al variare della temperatura di evaporazione infatti ci si sposta in zone diverse all'interno della campana di Andrews. In linea generale almeno come ordine di grandezza, si può dire che i modelli siano comunque concordanti tra loro.

Per quanto riguarda la variabilità con il titolo x , si vede graficamente come tutti i modelli presentino un andamento simile con il coefficiente di scambio che varia molto con il titolo. A bassi titoli il coefficiente risulta basso, qui eventualmente può esserci un contributo da parte dell'ebollizione nucleata, anche se dai calcoli risulta sempre molto basso rispetto al termine in convezione forzata. Quindi il valore del coefficiente di scambio cresce fino a raggiungere un massimo per titoli tra 0,8 e 0,9 per poi decrescere bruscamente ad evaporazione ormai conclusa quando in pratica si va verso uno scambio termico non più dominato dal cambiamento di fase. La differenza principale che si nota subito graficamente è tra il modello Heat-Atlas e gli altri due. Ciò è ben visibile anche dai successivi tre grafici che mostrano a tre diverse temperature il confronto diretto tra i tre modelli per fluido R410A. Si può osservare come il modello Heat-Atlas stimi un coefficiente molto più elevato degli altri due nella parte iniziale a bassi titoli; ciò è dovuto al fatto che pesa molto di più la componente h_{nb} di ebollizione nucleata che gli altri due metodi considerano più trascurabile nelle condizioni di deflusso in cui si opera. Successivamente ha una crescita più lineare rispetto agli altri due modelli per convergere con essi nella parte del massimo della curva ed infine scendere molto più bruscamente per valori di titolo maggiori di 0,9. I modelli di Shah e Chen sono invece molto più simili, e tendono a convergere sempre più tra loro per valori maggiori di temperatura (vedere le tre figure di seguito); in generale però Shah tende a stimare un coefficiente di scambio maggiore rispetto a Chen.

Considerazioni del tutto analoghe si possono fare anche con riferimento ai fluidi R134A e R407C i cui grafici sono riportati in Appendice A. Per R134A ad esempio, le curve di Shah e Chen rimangono sempre separate ma comunque al crescere della temperatura di evaporazione si avvicinano tra loro come descritto sopra.

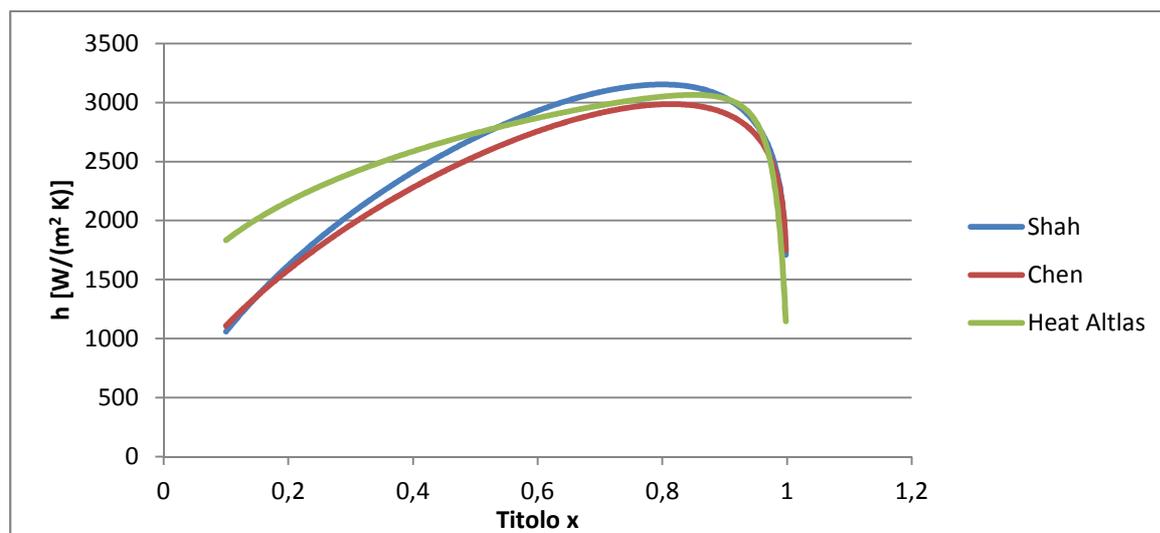


Figura 3.1.11 Confronto tra i modelli di stima coefficiente h [W/(m² K)]; R410A, T evaporazione -15 °C

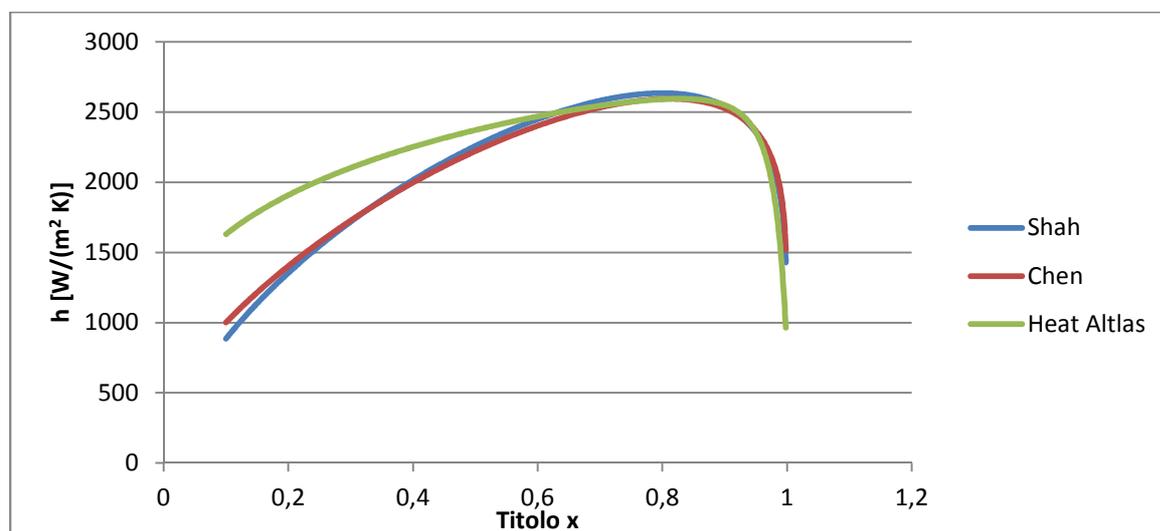


Figura 3.1.12 Confronto tra i modelli di stima coefficiente h [W/(m² K)]; R410A, T evaporazione 0 °C

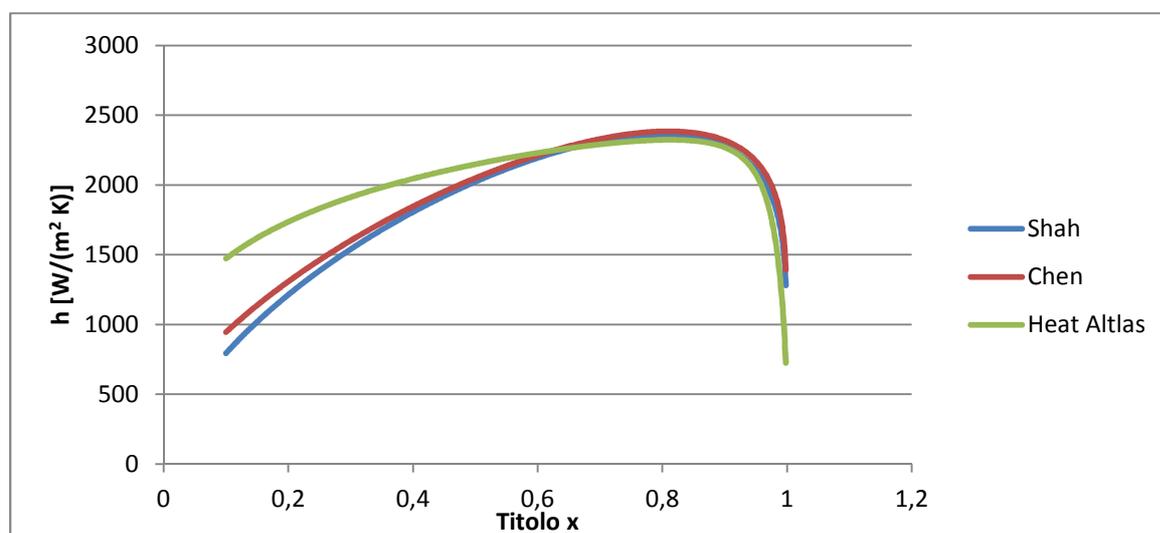


Figura 3.1.13 Confronto tra i modelli di stima coefficiente h [W/(m² K)]; R410A, T evaporazione 10 °C

Variazione della portata specifica G

Il secondo set di prove con il coefficiente di scambio termico in evaporazione è stato realizzato al variare della portata specifica G [kg / (m² s)], per capire come si comporta nel caso si lavori con portate diverse da quella ipotizzata finora. Ancora si sono utilizzati gli stessi dati di input geometrici e di sistema dei casi precedenti, considerando ora la temperatura di evaporazione fissata ad un valore intermedio di 0 °C. La tubazione ha sempre diametro interno pari a 0,01 m e quindi l'area di deflusso interna è $7,85 \cdot 10^{-5}$ m². Come resistenze termiche si sono considerate la tubazione, la guaina PE ed il terreno. Nello specifico le portate utilizzate per le prove sono le seguenti:

Tabella 3.1.3 Portate utilizzate per le prove del coefficiente scambio evaporazione funzione della portata

G portata specifica [kg/(m² s)]	Portata di massa [kg/s]
88,46	0,006948
132,70	0,010422
176,93	0,013896
221,16	0,017370
265,39	0,020844

Ancora sono state realizzate le prove per i tre fluidi e con tutti i tre modelli sopra già considerati. Di seguito si riportano i risultati per fluido R410A, in forma tabulare per i valori medi del coefficiente h al variare della portata per i tre modelli, ed in forma grafica per ogni singolo modello al variare della portata e di confronto tra i modelli a portata fissata. Analoghe tabelle e grafici anche per R134A e R407C si possono trovare in Appendice A.

Tabella 3.1.4 Valori medi di h [W/(m² K)] per i vari modelli al variare della portata specifica, fluido R410A

G [kg/(m² s)]	h Shah [W / (m² K)]	h Chen [W / (m² K)]	h Heat-Atlas [W / (m² K)]
88,46	1368	1364	1429
132,70	1892	1884	2026
176,93	2381	2370	2587
221,16	2846	2833	3122
265,39	3293	3277	3637

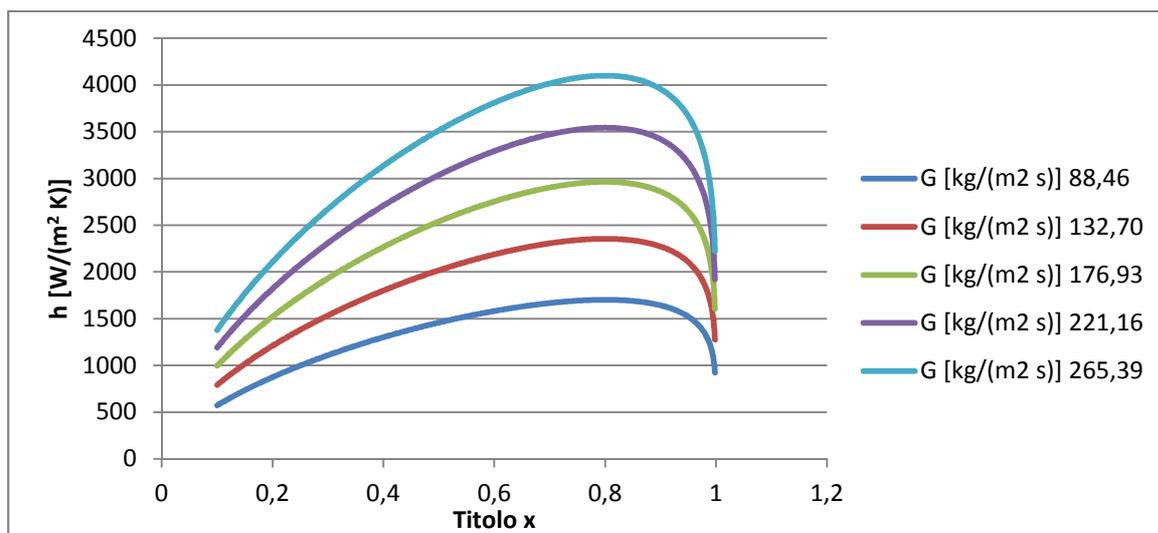


Figura 3.1.14 Variazione di h [W/(m² K)] con la portata, T evap. 0 °C, fluido R410A, modello di Shah

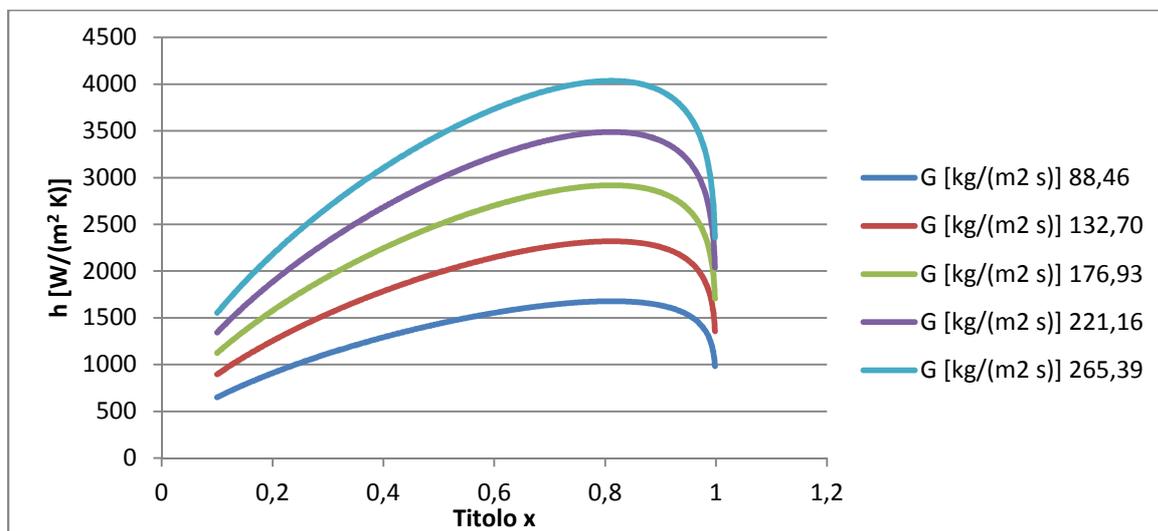


Figura 3.1.15 Variazione di h [W/(m² K)] con la portata, T evap. 0 °C, fluido R410A, modello di Chen

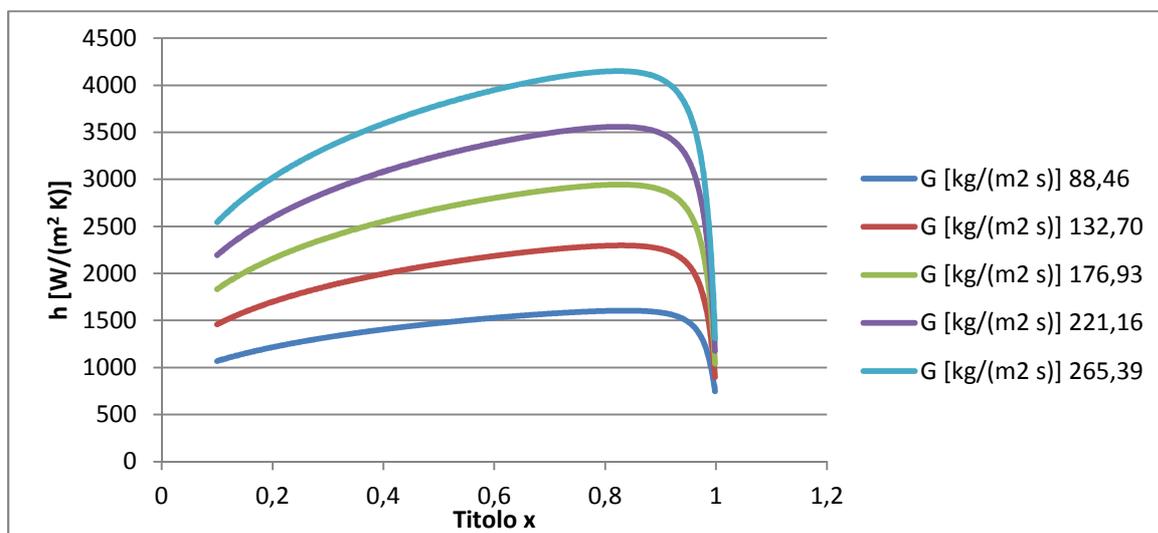


Figura 3.1.16 Variazione di h [W/(m² K)] con la portata, T evap. 0 °C, fluido R410A, modello Heat-Atlas

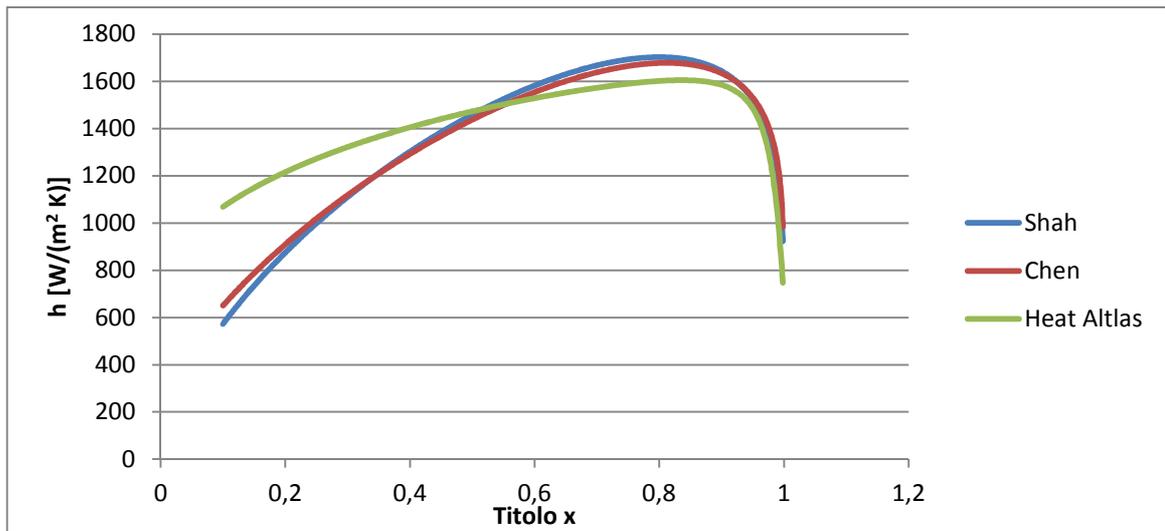


Figura 3.1.17 Confronto modelli per stima h; T evap. 0 °C, fluido R410A, portata specifica 88,46 kg/(m² s)

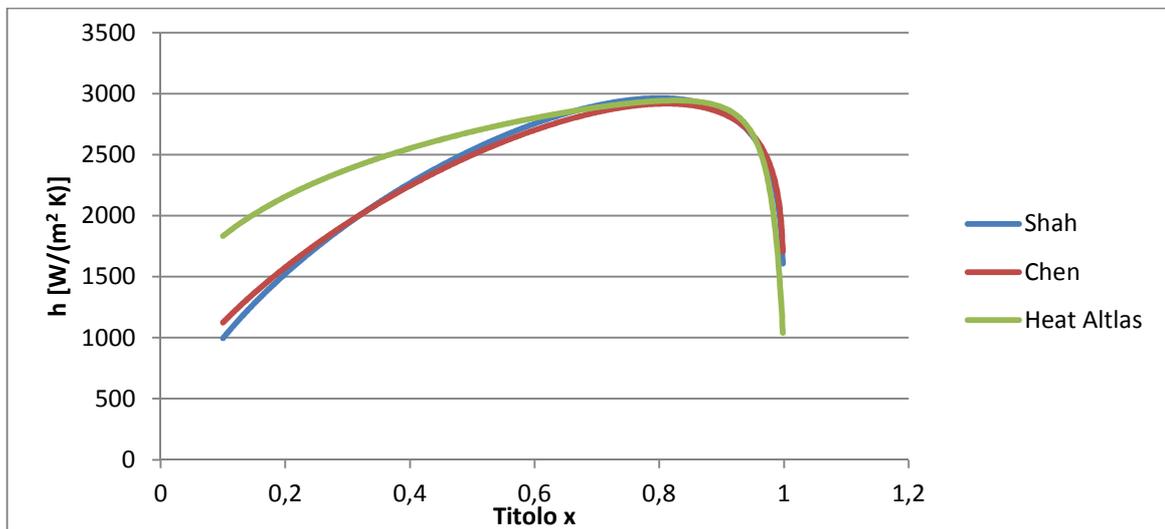


Figura 3.1.18 Confronto modelli per stima h; T evap. 0 °C, fluido R410A, portata specifica 176,93 kg/(m² s)

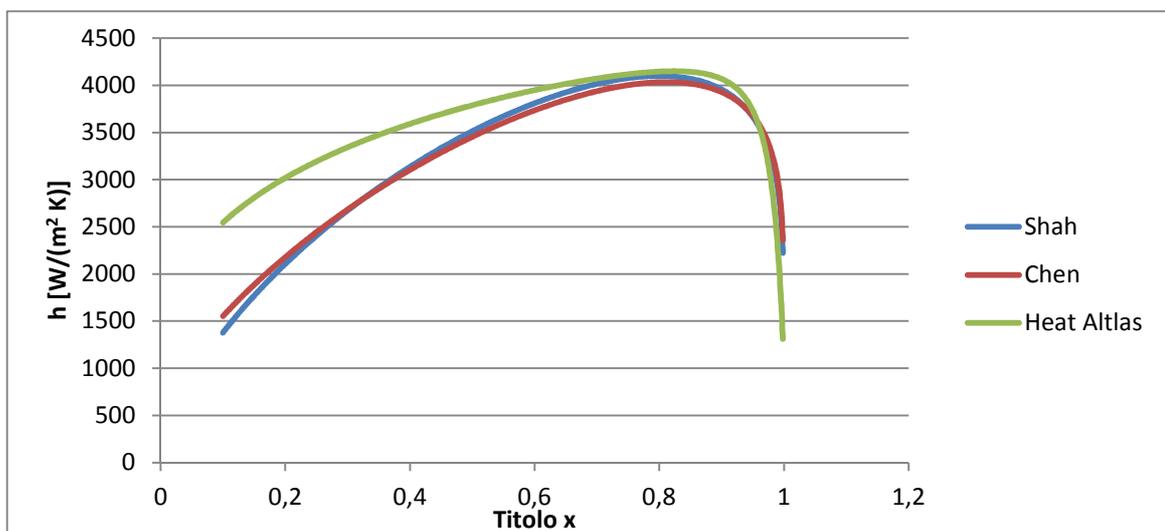


Figura 3.1.19 Confronto modelli per stima h; T evap. 0 °C, fluido R410A, portata specifica 265,39 kg/(m² s)

Si osserva subito come ci si poteva aspettare, che il coefficiente h , sia in valor medio sia nel suo andamento al variare del titolo, aumenta con l'aumento della portata specifica e ciò si verifica in modo proporzionalmente simile in ogni modello pur con i rispettivi diversi andamenti già descritti. Si può vedere inoltre come alla temperatura scelta di 0 °C, che risultava già di buon accordo tra i modelli Shah e Chen dalle precedenti prove, anche al variare della portata i due modelli rimangono in accordo stimando un coefficiente quasi uguale, con solo 10-20 W/(m² K) di differenza. Il modello Heat-Atlas è costantemente maggiore come già visto in precedenza e si scosta sempre più dai precedenti al crescere della portata; a portata 88,46 kg/(m² s) è maggiore del 4,4 % mentre alla portata più elevata di test di 221,16 kg/(m² s) risulta maggiore del 10,4 %. Ciò si può verificare anche dai grafici di confronto tra i modelli. Una portata maggiore quindi favorisce lo scambio termico, anche se bisognerà poi tener conto delle maggiori perdite di carico che si avranno di conseguenza; allo stesso tempo una portata troppo bassa è sfavorevole sia per lo scambio termico sia perché già con la minore portata tra quelle considerate, il parametro di Froude risulta molto vicino al valore 0,04, limite tra un regime di moto uniforme o stratificato. Utilizzare portate inferiori oltre a diminuire molto come si vede il coefficiente di scambio termico, realizza una stratificazione del fluido all'interno della tubazione con liquido nella parte inferiore e vapore in quella superiore con conseguente diversa e disomogenea distribuzione del calore e uno scambio termico di tipo del tutto diverso da quello studiato finora. Considerazioni del tutto analoghe si possono fare anche per i fluidi R134A e R407C anche se, come già visto con le prove precedenti, in tali fluidi gli scostamenti percentuali tra i modelli risultano più marcati.

Variatione della conducibilità termica del terreno λ_g

Un'ultima prova sul coefficiente di scambio in evaporazione è stata eseguita al variare della conducibilità termica del terreno per capire come tipologie diverse di suolo possano o meno influenzare lo scambiatore a terreno ed il fluido interno in evaporazione. Ancora le condizioni di input sono le stesse delle prove precedenti, con temperatura e portata intermedie, fissate rispettivamente a 0 °C e 152,78 kg/(m² s). La conducibilità del terreno è stata fatta variare da 1 a 3 W/(m K) con step di 0,5 W/(m K). Come si può osservare sia dai risultati grafici, sia dai valori medi in tabella riportati di seguito per R410A, in sostanza la conducibilità del terreno non influenza il coefficiente di scambio termico in evaporazione del fluido. Determinerà una variazione, dello scambio termico complessivo entrando in gioco nel coefficiente globale di scambio termico K , ma non nel singolo h di evaporazione. Ancora permangono come si vede le differenze tra i vari modelli dovute alla modalità stessa di stima del coefficiente h .

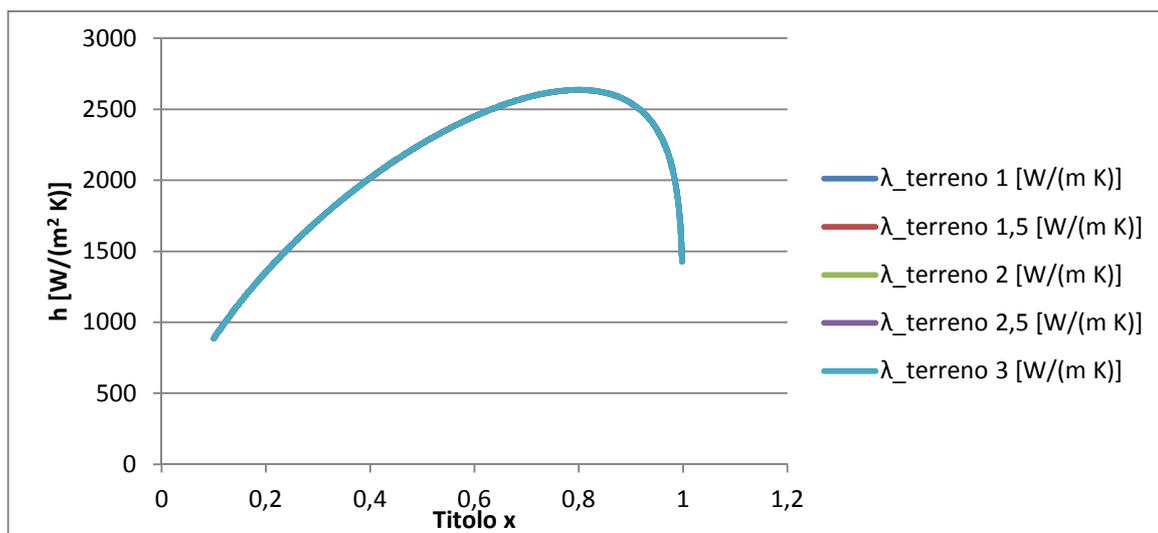


Figura 3.1.20 Variazione di h con la conducibilità terreno, $T_{\text{evap.}} 0^\circ\text{C}$, fluido R410A, modello di Shah

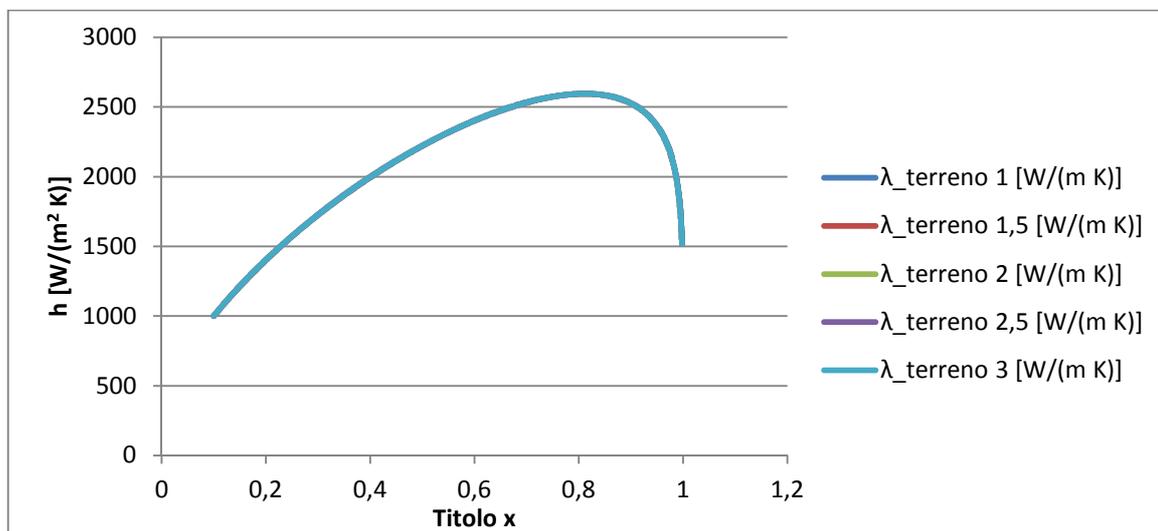


Figura 3.1.21 Variazione di h con la conducibilità terreno, $T_{\text{evap.}} 0^\circ\text{C}$, fluido R410A, modello di Chen

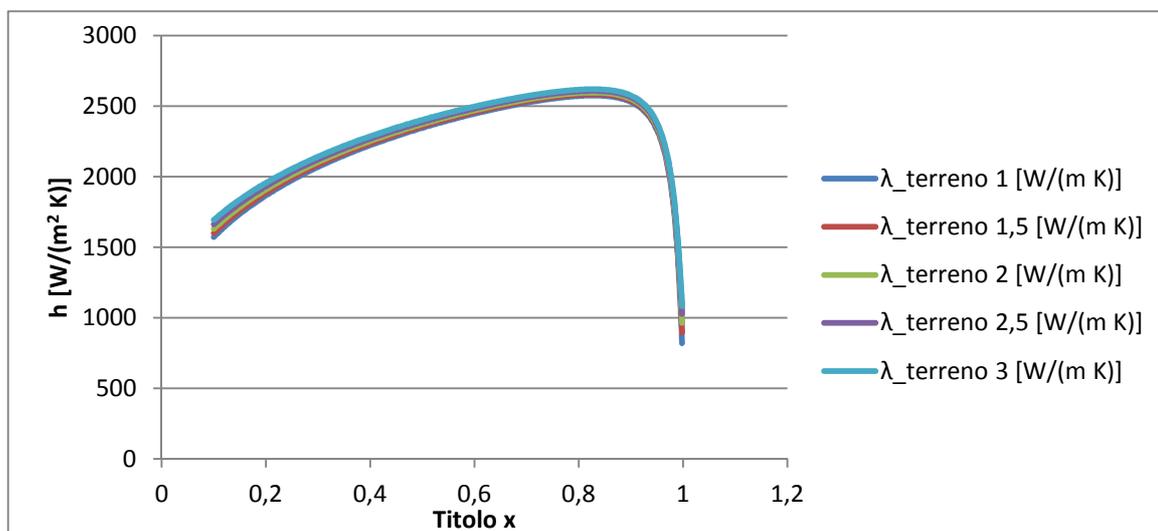


Figura 3.1.22 Variazione di h con la conducibilità terreno, $T_{\text{evap.}} 0^\circ\text{C}$, fluido R410A, modello di Heat-Atlas

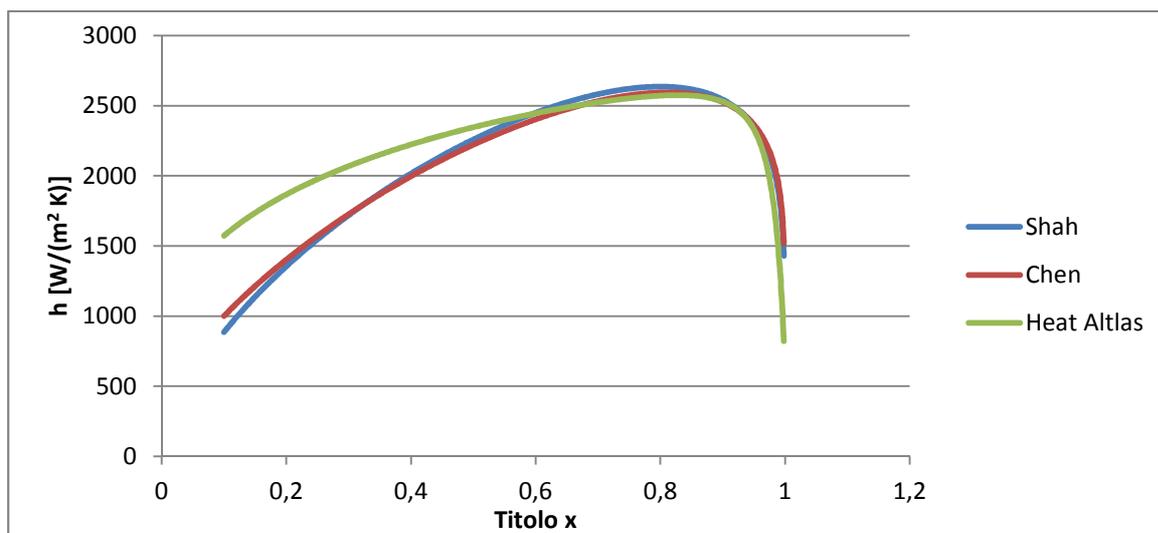


Figura 3.1.23 Confronto modelli per stima h; T evap. 0 °C, fluido R410A, conducibilità terreno 1 W/(m K)

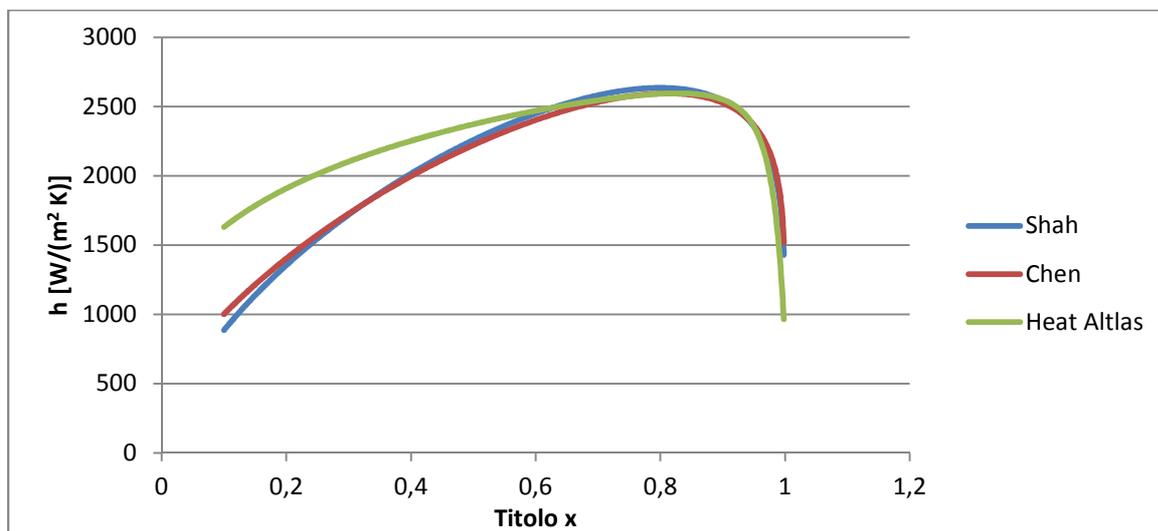


Figura 3.1.24 Confronto modelli per stima h; T evap. 0 °C, fluido R410A, conducibilità terreno 2 W/(m K)

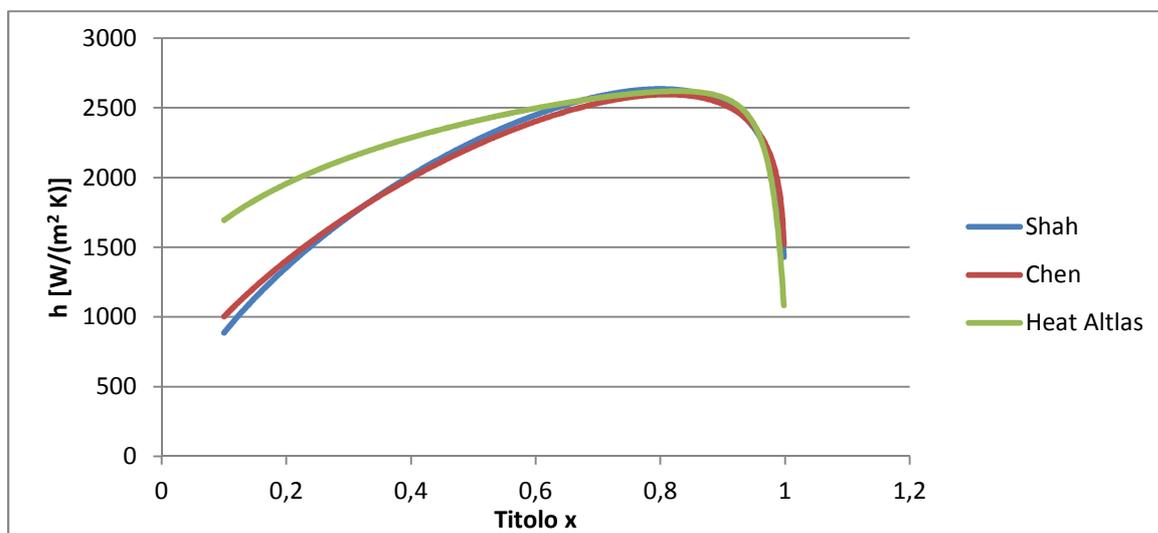


Figura 3.1.25 Confronto modelli per stima h; T evap. 0 °C, fluido R410A, conducibilità terreno 3 W/(m K)

Tabella 3.1.5 Valori medi di h per i vari modelli al variare della conducibilità termica del terreno, fluido R410A

λ_g [W / (m K)]	h Shah [W / (m ² K)]	h Chen [W / (m ² K)]	h Heat-Atlas [W / (m ² K)]
1	2117	2108	2255
1,5	2117	2108	2269
2	2117	2109	2285
2,5	2117	2109	2302
3	2117	2109	2319

Come si vede dai valori medi per Shah il valore di h rimane esattamente lo stesso mentre per gli altri due modelli varia leggermente. Questo perché nel calcolo di h , Shah alla fine sceglie la maggiore tra la componente in convezione forzata e quella in ebollizione nucleata che quindi viene esclusa totalmente dal coefficiente finale essendo molto bassa. Negli altri due modelli invece se ne tiene conto nel valore totale finale di h per cui entra in gioco una minima variazione con la conducibilità del terreno che entra nel coefficiente di scambio globale K utilizzato per la stima del calore scambiato da cui si ricava la componente in ebollizione nucleata.

Analoghe considerazioni si possono fare per R134A ed R407 i cui grafici e tabelle sono riportati sempre in Appendice A.

3.2 Perdite di carico in evaporazione

Nello scambiatore a terreno sono state considerate le perdite di carico dovute al flusso di fluido poiché tali perdite modificano la pressione e conseguentemente la temperatura durante l'evaporazione incidendo quindi nel processo. Lo scopo è capire quanto tali perdite incidano sul processo, rispetto alla condizione ideale in cui la temperatura di evaporazione rimarrebbe costante pari alla temperatura iniziale. Si è tenuto conto delle perdite per variazione della quantità di moto e delle perdite distribuite per attrito sullo scambiatore a terreno, mentre è nulla la componente per gravità poiché si considera una configurazione orizzontale; per le perdite per attrito si è considerata la correlazione di Friedel (si faccia riferimento al Capitolo 1 per le formule utilizzate). Ancora le caratteristiche generali di input geometrico e dei parametri base della configurazione sono le stesse delle prove precedenti. Si è considerata una temperatura di inizio evaporazione pari a 0 °C e la corrispondente pressione di saturazione a seconda del fluido utilizzato (800702 Pa per R410A e 292803 Pa per R134A). Il titolo in ingresso è imposto 0,1 ed il Δx pari a 0,9 è stato suddiviso in 500 parti. Ad ogni step di variazione del titolo vengono ricalcolate tutte le proprietà del fluido in base alla nuova pressione di lavoro dovuta alle perdite nella lunghezza di tubazione corrispondente al tratto ($x_i - x_{i+1}$) del titolo. La portata specifica è stata variata con gli stessi cinque valori precedentemente considerati nella variazione del coefficiente di scambio h in funzione della portata. La Routine realizzata fornisce come output oltre alla pressione e alla temperatura di fine evaporazione e le rispettive variazioni rispetto ai valori iniziali, anche il valore medio del coefficiente di scambio h calcolato con Shah, la lunghezza totale L di scambiatore a terreno necessaria, la potenza termica scambiata q e conseguentemente la potenza per unità di lunghezza q/L e per unità di superficie q/m^2 intesa come superficie di scambio termico (superficie della tubazione).

Le prove sono state realizzate per i tre fluidi sopra considerati e si riportano di seguito i risultati grafici e tabulati per R410A e R134A (per R407 C vedere Appendice A).

Tabella 3.2.1 Output Routine calcolo perdite di carico in evaporazione con fluido R410A. Temperatura inizio evaporazione 0 °C, pressione inizio evaporazione 800702,91 Pa

G [kg/(m² s)]	88,46	132,70	176,93	221,16	265,39
L totale scambiatore [m]	44,68	64,17	81,29	95,52	106,71
h Shah medio [W/(m² K)]	1371	1907	2422	2934	3460
T fine evap. [°C]	-0,54	-1,54	-3,25	-5,81	-9,45
ΔT saturazione [°C]	0,54	1,54	3,25	5,81	9,45
P fine evap. [Pa]	786872	761844	720755	662320	585493
Δp saturazione [Pa]	13830	38859	79948	138383	215210
Q_{TOT} [W]	1385	2081	2787	3503	4235
Q_{TOT} / Area [W/(m²)]	987	1033	1092	1167	1263
Q_{TOT} / L [W/m]	31	32	34	37	40

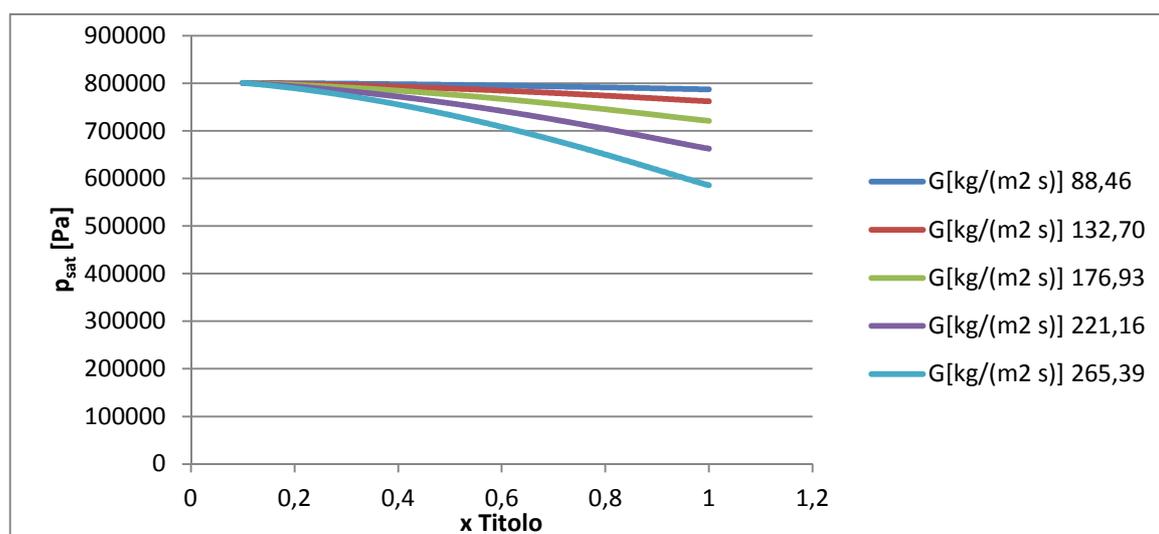


Figura 3.2.1 Andamento pressione di saturazione per perdite di carico, in funzione del titolo e della portata specifica. Fluido R410A, T inizio evaporazione 0 °C, pressione inizio evaporazione 800702 Pa

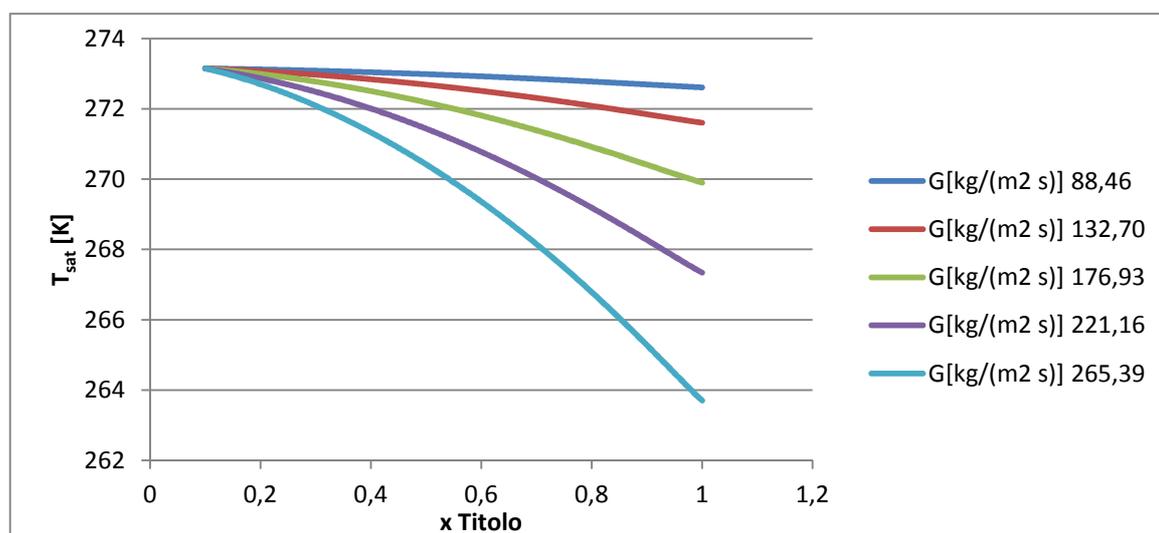


Figura 3.2.2 Andamento temperatura di saturazione per perdite di carico, funzione di titolo e portata specifica. Fluido R410A, T inizio evaporazione 273,15 K (0°C), pressione inizio evaporazione 800702 Pa

Tabella 3.2.2 Output Routine calcolo perdite di carico in evaporazione con fluido R134A. Temperatura inizio evaporazione 0 °C, pressione inizio evaporazione 292803 Pa

G [kg/(m² s)]	88,46	132,70	176,93	221,16
L totale scambiatore [m]	38,25	51,36	59,62	63,04
h Shah medio [W/(m² K)]	1416	2004	2632	3448
T fine evap. [°C]	-2,25	-6,46	-14,62	-39,80
ΔT saturazione [°C]	2,25	6,46	14,62	39,80
P fine evap. [Pa]	269708	230154	166551	51741
Δp saturazione [Pa]	23095	62649	126252	241062
Q_{TOT} [W]	1246	1881	2535	3230
Q_{TOT} / Area [W/(m²)]	1037	1166	1353	1631
Q_{TOT} / L [W/m]	33	37	43	51

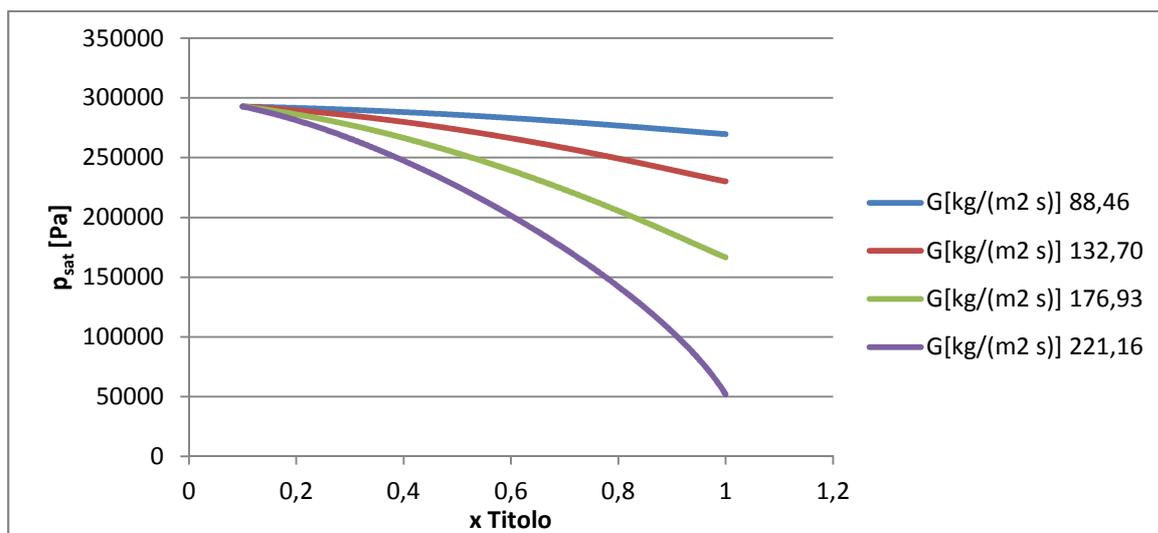


Figura 3.2.3 Andamento pressione di saturazione per perdite di carico, in funzione del titolo e della portata specifica. Fluido R134A, T inizio evaporazione 0 °C, pressione inizio evaporazione 292803 Pa

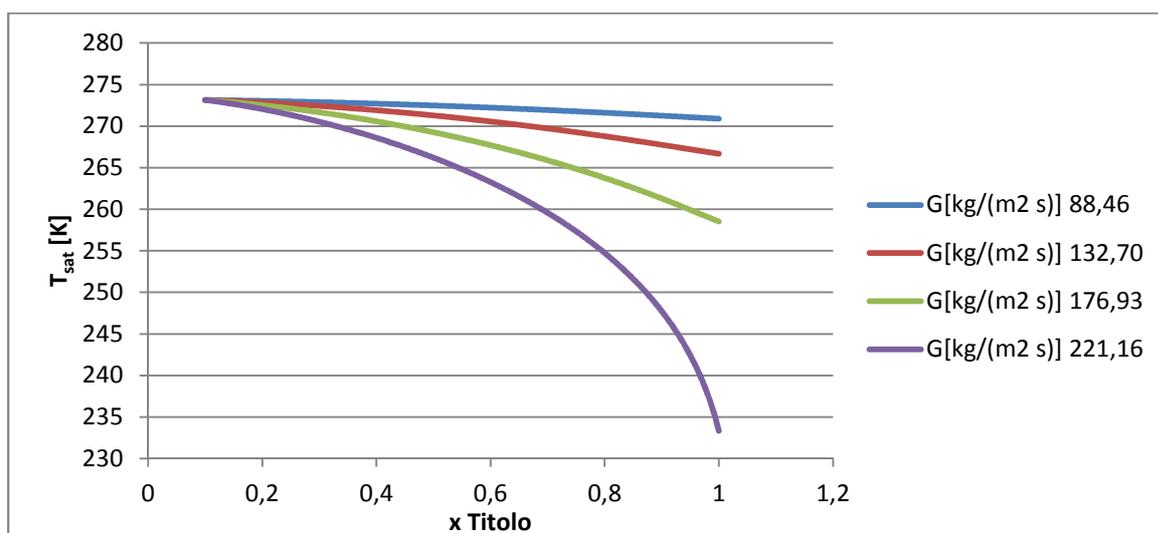


Figura 3.2.4 Andamento temperatura di saturazione per perdite di carico, funzione di titolo e portata specifica. Fluido R134A, T inizio evaporazione 273,15 K (0°C), pressione inizio evaporazione 292803 Pa

La prima cosa da notare è che per R134A addirittura la portata maggiore delle cinque analizzate non è proprio utilizzabile. La pressione d'inizio evaporazione per tale fluido infatti è ben inferiore rispetto agli altri due (292803 Pa contro gli 800702 Pa del R410A, a parità di temperatura iniziale di 0 °C) per cui già a titolo 0,8 le perdite sono praticamente talmente elevate da portare ad una condizione di pressione negativa. In generale inoltre si può osservare come R134A abbia anche alle altre portate perdite di carico molto maggiori; con la portata intermedia di 176 kg/(m² s) la caduta di pressione è del 50% maggiore rispetto a quella del R410A (l'R407 è in posizione intermedia tra i due). Perdite di carico maggiori implicano una maggiore caduta di temperatura (alla portata suddetta

14 °C per R134A contro 3 °C del R410A) che favorisce un coefficiente di scambio termico maggiore aumentando la differenza di temperatura in evaporazione tra fluido e terreno, ma ovviamente a scapito di un maggior lavoro successivo del compressore, che si troverà a partire da una pressione di fine evaporazione minore e dovrà quindi compiere maggiore lavoro per giungere alle condizioni volute nel ciclo per la successiva condensazione, con una possibile diminuzione delle prestazioni della pompa di calore. E' quindi bene non esagerare con la portata sulla singola tubazione e suddividere eventualmente la totale portata di fluido necessaria alla PdC in un numero idoneo di circuiti di scambiatori a terreno in parallelo così da mantenere contenute le portate e le perdite di carico sulla singola tubazione. Il numero dei circuiti ovviamente dipende dalla potenza termica e conseguente portata richiesta dalla PdC in base alle richieste termiche dell'utenza.

Con riferimento alla caduta di pressione e di temperatura è stata realizzata per R410A anche una prova di sensibilità al variare del numero N di tratti Δx di titolo in cui viene divisa l'evaporazione dal titolo in ingresso fino ad uno. Come si può verificare nei grafici di seguito, sostanzialmente non si riscontra una variazione apprezzabile se non nell'utilizzo di un numero N molto basso per cui in effetti c'è uno scostamento visibile delle curve. Dai valori medi tabulati si vede comunque che una suddivisione maggiore migliora la precisione dei valori per cui è bene utilizzare in ogni caso almeno una suddivisione in 250 tratti del titolo in evaporazione, meglio se anche superiore con valori intorno a 400-500. Un numero N ancora maggiore non porta a benefici significativi, anzi si è verificato, rischia di appesantire solamente il calcolo in termini di risorse e tempi, per cui risulta poco utile.

Tabella 3.2.3 Output Routine calcolo perdite di carico in evaporazione con fluido R410A al variare di N. Temperatura inizio evaporazione 0 °C, pressione inizio evaporazione 800702 Pa

N numero suddivisioni Δx	10	100	250	500	700
G [kg/(m² s)]	190,99	190,99	190,99	190,99	190,99
L totale scambiatore [m]	80,22	86,27	86,17	86,14	86,13
h Shah medio [W/(m² K)]	2505	2581	2584	2584	2584
T fine evap. [°C]	-3,21	-3,96	-3,96	-3,96	-3,96
ΔT saturazione [°C]	3,21	3,96	3,96	3,96	3,96
P fine evap. [Pa]	721896	704386	704178	704108	704087
Δp saturazione [Pa]	78807	96313	96525	96595	96616
Q_{TOT} [W]	2705	3013	3014	3014	3014
Q_{TOT} / Area [W/(m²)]	1073	1112	1113	1114	1114
Q_{TOT} / L [W/m]	34	35	35	35	35

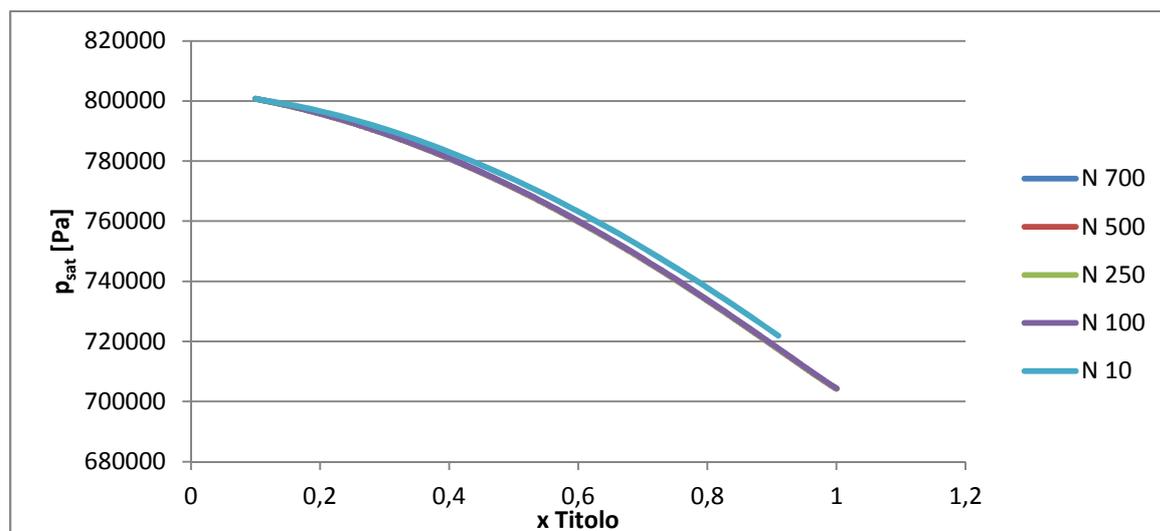


Figura 3.2.5 Andamento pressione di saturazione per perdite di carico, in funzione del titolo e del numero N di suddivisioni del titolo da inizio a fine evaporazione. Fluido R410A, T inizio evaporazione 0 °C, pressione inizio evaporazione 800702 Pa

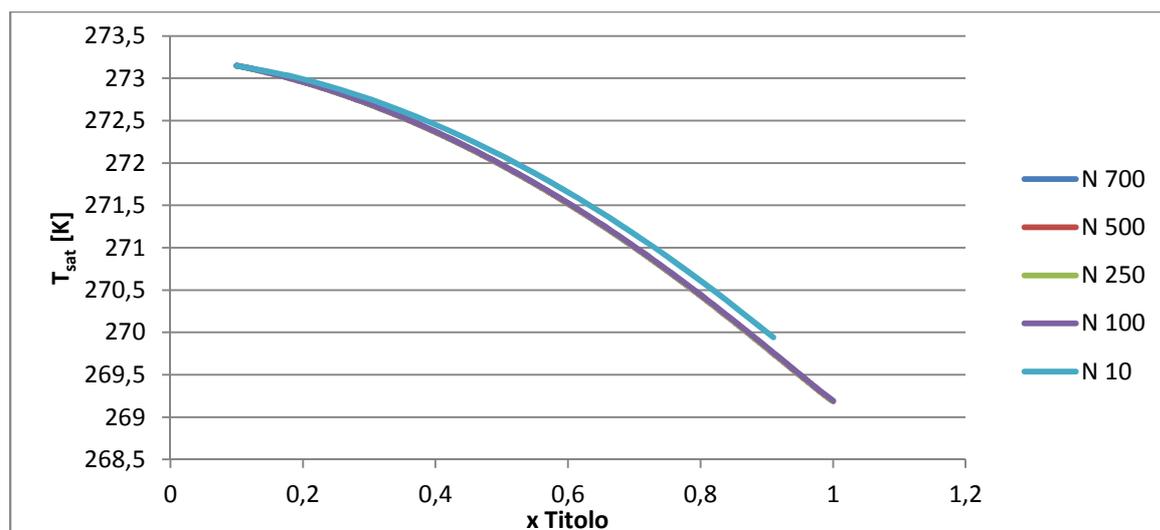


Figura 3.2.6 Andamento temperatura di saturazione per perdite di carico, in funzione del titolo e del numero N di suddivisioni del titolo da inizio a fine evaporazione. Fluido R410A, T inizio evaporazione 0 °C, pressione inizio evaporazione 800702 Pa

4 Simulazioni di confronto e analisi risultati

4.1 Metodo di dimensionamento IGSHPA per scambiatori orizzontali

Il metodo di seguito descritto è stato realizzato dall'International Ground Source Heat Pump Association (IGSHPA) per il dimensionamento degli scambiatori orizzontali a terreno in circuito secondario (SL). Tale metodo è stato successivamente adottato anche dalla normativa italiana in materia, sulla Norma UNI 11466:2012 [20]. Qui si riportano solo gli aspetti principali ed utili per lo studio effettuato, per una più completa e precisa descrizione del metodo si rimanda alla norma o alle Linee guida per la progettazione di campi geotermici per pompe di calore [2]. Sono previste sostanzialmente due equazioni base per ottenere la lunghezza totale dello scambiatore nella stagione di riscaldamento e di raffreddamento:

$$L_{h,p} = \frac{\dot{Q}_{g,hD} \cdot (R_p + R_g \cdot P_m \cdot S_m \cdot F_h)}{\theta_{g,L} - \left(\frac{\theta_{wi} + \theta_{wo}}{2} \right)_{hD}} \quad (4.1)$$

$$L_{c,p} = \frac{\dot{Q}_{g,cD} \cdot (R_p + R_g \cdot P_m \cdot S_m \cdot F_c)}{\theta_{g,H} - \left(\frac{\theta_{wi} + \theta_{wo}}{2} \right)_{cD}} \quad (4.2)$$

Con:

- $L_{h,p}$ lunghezza complessiva tubazione di progetto in riscaldamento [m]
- $L_{c,p}$ lunghezza complessiva tubazione di progetto in raffreddamento [m]
- $\dot{Q}_{g,hD}$ potenza termica di progetto lato terreno in riscaldamento [W]
- $\dot{Q}_{g,cD}$ potenza termica di progetto lato terreno in raffreddamento [W]
- R_p resistenza termica della tubazione [(m K)/W]
- R_g resistenza termica del terreno in condizioni stazionarie [(m K)/W]
- P_m coefficiente correttivo per diametro tubazione (adimensionale)
- S_m coefficiente correttivo per distanza tra le trincee (adimensionale)
- F_h fattore di carico del mese di progetto in riscaldamento, mese con la maggior richiesta di energia termica (adimensionale)
- F_c fattore di carico del mese di progetto in raffreddamento, mese con la maggior richiesta di energia frigorifera (adimensionale)

$\theta_{g,L}$	temperatura di progetto del terreno nella stagione di riscaldamento alla profondità media di posa considerata [°C]
$\theta_{g,H}$	temperatura di progetto del terreno nella stagione di raffrescamento alla profondità media di posa considerata [°C]
θ_{wiD}	temperatura del fluido entrante nello scambiatore a terreno in condizioni di progetto (temperatura in uscita dalla pompa di calore) [°C]
θ_{woD}	temperatura fluido uscente dallo scambiatore a terreno in condizioni di progetto (temperatura in ingresso alla pompa di calore) [°C]

I flussi termici ed i fabbisogni di energia si considerano positivi in regime di riscaldamento e negativi in regime di raffrescamento.

Calcolo potenza di progetto lato terreno

Per impianti geotermici con pompa di calore a compressione di vapore azionata con energia elettrica (il caso considerato in questo elaborato) si utilizzano le seguenti formule per il calcolo delle potenze termiche di progetto da scambiare lato terreno:

$$\dot{Q}_{g,hD} = \dot{Q}_{h,hp,outD} \cdot \left(1 - \frac{1}{COP_D} \right) \quad (4.3)$$

$$\dot{Q}_{g,cD} = \dot{Q}_{c,hp,outD} \cdot \left(1 + \frac{1}{EER_D} \right) \quad (4.4)$$

Dove:

$\dot{Q}_{g,hD}$ potenza termica di progetto lato terreno in riscaldamento [W]

$\dot{Q}_{g,cD}$ potenza termica di progetto lato terreno in raffrescamento [W]

$\dot{Q}_{h,hp,outD}$ potenza termica di progetto della pompa di calore [W]

$\dot{Q}_{c,hp,outD}$ potenza frigorifera di progetto della pompa di calore [W]

COP_D coefficiente di effetto utile di progetto in riscaldamento [W/W]

EER_D coefficiente di effetto utile di progetto in raffrescamento [W/W]

Per pompe di calore ad assorbimento o accoppiamenti diretti tra scambiatori a terreno ed edificio ci sono altre formule che non si riportano qui, si faccia riferimento al metodo o alla normativa sopra citata.

Calcolo lunghezza di tubo per ciascuna trincea

Nota la lunghezza totale di scambiatore necessaria dalle formule 4.1 e 4.2 si ottiene la lunghezza di tubazione in ciascuna trincea in riscaldamento $L_{h,p/T}$ e in raffreddamento $L_{c,p/T}$, noto il numero di trincee previste N_T :

$$L_{h,p/T} = \frac{L_{h,p}}{N_T} \quad (4.5)$$

$$L_{c,p/T} = \frac{L_{c,p}}{N_T} \quad (4.6)$$

Calcolo lunghezza di ciascuna trincea

In funzione del numero di tubi N_p presenti in ciascuna trincea secondo la scelta progettuale e configurazione di posa degli scambiatori, si ricavano le lunghezze di ciascuna trincea in riscaldamento $L_{h,T}$ e in raffreddamento $L_{c,T}$. La lunghezza finale scelta per coprire il totale carico sarà la maggiore tra le due.

$$L_{h,T} = \frac{L_{h,p/T}}{N_{p,h}} \quad (4.7)$$

$$L_{c,T} = \frac{L_{c,p/T}}{N_{p,c}} \quad (4.8)$$

Resistenza termica del terreno R_g e fattore correttivo S_m

I valori della resistenza termica del terreno R_g [(m K)/W] e del fattore correttivo S_m sono tabulati in base alla configurazione utilizzata. I valori di R_g sono tabulati in funzione della conducibilità termica del terreno; per valori intermedi tra quelli tabulati è possibile procedere per interpolazione. I valori di S_m tengono conto dell'interferenza termica tra più tubi nella stessa trincea e dell'interferenza tra più trincee vicine. Considerando che ci sono ben 13 diverse configurazioni, di seguito si riportano lo schema ed i valori tabulati per la sola configurazione 1.1 utilizzata poi nelle simulazioni.

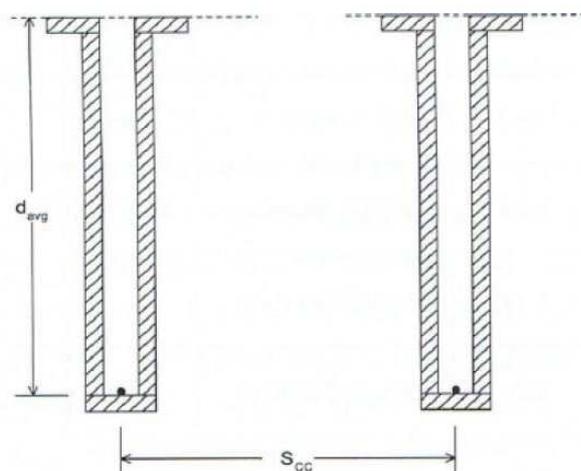


Figura 4.1.1 Configurazione 1.1 secondo metodo IGSHA di posa degli scambiatori a terreno orizzontali

Conduttività termica del terreno	Resistenza termica del terreno per singola trincea	Coefficiente S_m				
		Numero Trincee	Distanza tra centro-centro di trincee (S_{cc}) (m)			
λ_g W / (m K)	R_g m K / W			3,35	2,74	2,13
0,35	2,27	2	1,01	1,02	1,04	1,07
		4	1,01	1,02	1,05	1,12
		6	1,01	1,03	1,06	1,14
0,87	0,95	2	1,02	1,04	1,07	1,12
		4	1,03	1,06	1,11	1,2
		6	1,04	1,07	1,12	1,23
1,30	0,65	2	1,03	1,04	1,08	1,13
		4	1,04	1,07	1,13	1,23
		6	1,04	1,08	1,14	1,27
1,73	0,49	2	1,04	1,05	1,08	1,13
		4	1,05	1,08	1,14	1,25
		6	1,06	1,09	1,15	1,29
2,42	0,35	2	1,05	1,07	1,1	1,15
		4	1,07	1,1	1,16	1,28
		6	1,07	1,11	1,18	1,33

Figura 4.1.2 Tabella dei valori di resistenza termica secondo conducibilità del terreno per la configurazione 1.1 metodo IGSHPA

Fattore correttivo P_m secondo il diametro della tubazione

Il fattore P_m tiene conto del diametro della tubazione e si calcola con le seguenti formule in funzione del numero di tubi N_p per trincea. Non è specificato cosa fare nel caso di tubazioni di diametro minore di $\frac{3}{4}$ di pollice.

- Tubo $\frac{3}{4}$ (inch) $P_m = 1$
- Tubo 1 (inch)
 - Da 1 a 8 tubi per trincea $P_m = 0.9492 + 0.0093 \cdot N_p - 0.0005 \cdot N_p^2$
 - Oltre 8 tubi $P_m = 0.990$
- Tubo da 1 – $\frac{1}{4}$ (inch)
 - Da 1 a 8 tubi $P_m = 0.8877 + 0.0254 \cdot N_p - 0.0026 \cdot N_p^2 + 0.0001 \cdot N_p^3$
 - Oltre 8 tubi $P_m = 0.978$

Resistenza termica della tubazione

La resistenza termica della tubazione a terreno R_p si determina con la formula tipica per sezione cilindrica:

$$R_p = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_p} \cdot \ln \left(\frac{D_{p,o}}{D_{p,i}} \right) \quad (4.9)$$

$D_{p,o}$ diametro esterno della tubazione [m]

- $D_{p,i}$ diametro interno della tubazione [m]
 λ_p conduttività termica della tubazione [W/(m K)]

Fattore di carico in riscaldamento e raffrescamento

Il fattore di carico in riscaldamento rappresenta il rapporto fra le ore di funzionamento equivalenti della pompa di calore nel mese di progetto in riscaldamento e le ore totali del mese stesso; indica quanto la pompa di calore effettivamente viene utilizzata rispetto alla sua potenza di progetto. Analogo discorso vale in raffrescamento per il rispettivo fattore di carico. I due valori si calcolano con le seguenti:

$$F_h = \frac{Q_{h, hp, outD}}{24 \cdot \dot{Q}_{h, hp, outD} \cdot N_{GiornMese Pr ogetto}} \quad (4.10)$$

$$F_c = \frac{Q_{c, hp, outD}}{24 \cdot \dot{Q}_{c, hp, outD} \cdot N_{GiornMese Pr ogetto}} \quad (4.11)$$

Dove:

- $Q_{h, hp, outD}$ fabbisogno energetico in riscaldamento nel mese di progetto [Wh]
 $Q_{c, hp, outD}$ fabbisogno energetico in raffrescamento nel mese di progetto [Wh]
 $\dot{Q}_{h, hp, outD}$ potenza termica di progetto della pompa di calore [W]
 $\dot{Q}_{c, hp, outD}$ potenza frigorifera di progetto della pompa di calore [W]
 $N_{GiornMese Pr ogetto}$ numero giorni del mese di progetto
 “Mese di progetto” mese con il massimo fabbisogno richiesto rispettivamente in riscaldamento o raffrescamento

Il presente elaborato tiene conto solo del funzionamento in riscaldamento della pompa di calore e quindi delle relative formule, ma per completezza e per dare una visione generica del metodo sono state riportate anche le principali per il raffrescamento.

4.2 Dati generali utilizzati nelle prove di confronto

Come prima cosa è bene evidenziare nuovamente le principali differenze di base tra le due procedure che di seguito verranno utilizzate:

- Routine creata con Excel analizza il processo passo-passo ma è comunque di tipo stazionario e non tiene conto dell'inerzia termica per esempio del terreno poiché in essa anche la resistenza termica R_g è calcolata con il metodo cilindrico monodimensionale delle resistenze, per strati di spessore s come viene fatto per la tubazione dello scambiatore
- Nel metodo IGSHPA invece la resistenza del terreno R_g è data come valori tabulati, derivanti da calcoli quasi-stazionari eseguiti a priori con metodo più articolato di come fatto nella Routine realizzata
- La resistenza termica della tubazione a terreno è calcolata in entrambi i casi in modo analogo. Tranne in una prima prova, nel metodo IGSHPA quando utilizzato per determinare la lunghezza di un sistema SL la resistenza R_p è stata calcolata secondo procedura, mentre nel caso di sistema DX si è considerata sia la resistenza della tubazione in rame sia quella della guaina in PE che la riveste
- Nel metodo IGHSPA non si tiene conto della resistenza termica evaporativa dovuta al coefficiente di scambio termico h_{evap} che invece è sempre considerato nella Routine utilizzata in Excel e calcolato con il metodo di Shah

I dati sulla richiesta termica in riscaldamento dell'utenza associata alla PdC e allo scambiatore a terreno utilizzata per le simulazioni, sono riportati nella tabella seguente:

Tabella 4.2.1 Dati di progetto dell'utenza termica usati come input per le simulazioni di confronto

Fluido	R410A
Potenza progetto in riscaldamento [kW]	8,8
COP di progetto	3,8
Fabbisogni energetici mensili [kWh]	
Gennaio	1971
Febbraio	1481
Marzo	932
Aprile	157
Maggio	0
Giugno	0
Luglio	0
Agosto	0
Settembre	0
Ottobre	159
Novembre	1059
Dicembre	1822

Da cui si vede come il mese più critico come richiesta energetica sia Gennaio e si ottiene un fattore di carico F_h in riscaldamento nel mese di progetto, come definito nel metodo IGSHPA pari a 0,30.

Si realizza il confronto partendo dal calcolo della potenza termica di progetto lato terreno che risulta:

$$\dot{Q}_{g,hD} = \dot{Q}_{h,hp,outD} \cdot \left(1 - \frac{1}{COP_D}\right) = 6484 \text{ [W]} \quad (4.12)$$

Da cui si calcola la portata da utilizzare come dato di input su Routine con la formula

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_{g,hD}}{\Delta h(T) \cdot \Delta x} \quad (4.13)$$

La portata totale così calcolata risulta per lo più troppo grande per poter essere utilizzata in un unico circuito di sonda a terreno, le perdite di carico rischierebbero di essere troppo elevate al punto da non consentire nemmeno il completamento dell'evaporazione o comunque diminuire molto il COP dell'intero sistema reale. Le prove sono state quindi eseguite suddividendo la totale portata così calcolata in 2, 3 o 5 circuiti di scambiatore a terreno in parallelo. Ciascuna prova eseguita con Routine e i conseguenti risultati di output, considerano quindi uno dei circuiti di scambiatore in parallelo suddetti con la relativa portata (totale diviso numero circuiti) e non la totale. Per il confronto con i risultati del metodo IGSHPA si è tenuto conto di ciò analogamente suddividendo la totale lunghezza ottenuta dal metodo per il numero di circuiti considerati, il che equivale a fare un dimensionamento con la normativa per la portata del singolo circuito anziché per la totale. Se da un lato è bene evitare portate troppo elevate a causa delle perdite di carico associate, dall'altro è bene porre attenzione a non suddividere troppo la portata; un valore troppo basso potrebbe causare effetti di stratificazione all'interno del tubo non più trascurabili come invece sempre considerato. Si vedrà che la suddivisione in tre circuiti può essere un buon valore nel caso specifico considerato; ovviamente la scelta in generale del numero di circuiti migliore dipenderà di caso in caso dalle condizioni di progetto.

Come procedura di base nelle varie simulazioni si è sempre partiti dalla Routine e si sono imposte le temperature ottenute da questa come valori di temperatura in ingresso ed uscita allo scambiatore nel metodo IGSHPA, così da ottenere a parità di tali condizioni il confronto finale tra le lunghezze di scambiatore con i due metodi. Per omogeneità si è considerata sempre una configurazione con singolo scambiatore a terreno sulla trincea così da trascurare le eventuali interferenze con scambiatori adiacenti. Negli output saranno riportati tutti i valori ottenuti da Routine (temperature, pressioni, coefficiente

medio in evaporazione con Shah, ecc.) mentre dal metodo IGSHPA si ottiene la sola lunghezza di scambiatore da confrontare. I dati principali utilizzati nel seguito per sistemi ad espansione diretta (DX) o per sistemi a circuito secondario (SL) sono riassunti nella tabella seguente:

Tabella 4.2.2 Valori comuni e configurazione geometrica utilizzata nelle successive simulazioni

Flusso termico di progetto lato terreno [W]	6484
Configurazione scambiatore metodo IGSHPA	1.1
Conduttività termica tubazione rame (DX) λ_p [W/(m K)]	380
Conduttività termica tubazione polietilene (SL) λ_{PE} [W/(m K)]	0.4
Diametro interno tubazione rame (DX) [m]	0.01
Diametro esterno tubazione rame (DX) [m]	0.012
Diametro esterno guaina PE (DX) [m]	0.014
Diametro interno tubazione PE da metodo IGSHPA (SL) [inch]	3/4
Diametro sezione cilindrica terreno considerata [m]	1
Fattore correttivo distanza trincee S_m	1
Numero N step di suddivisione del Δx di evaporazione	500

4.3 Confronto stazionario con fattore di carico unitario

Le prime prove sono realizzate cercando di fare un confronto tra metodo stazionario Routine ed il metodo IGSHPA, senza tener conto del fattore di carico ma considerando la potenza totale di progetto. La Routine è utilizzata così come realizzata mentre il metodo IGSHPA viene adattato imponendo un fattore di carico F_h unitario. Rimane ancora la differenza nella resistenza R_g che viene comunque presa da valori tabulati per il metodo mentre è calcolata in modo stazionario considerando un diametro di 1 m nella Routine. Entrambi i metodi considerano un sistema ad espansione diretta (DX) e quindi utilizzano i relativi parametri geometrici per il calcolo della resistenza della tubazione in rame. Va considerato che in queste prove si è tenuto conto sempre del COP di progetto ai fini del calcolo del calore scambiato lato terreno senza considerare che la variazione della temperatura media di evaporazione, dovuta alle perdite di carico (diverse in base al numero di circuiti), influenza il reale COP nel funzionamento della macchina.

Una prima prova è stata eseguita considerando la sola tubazione ed il terreno, senza guaina in polietilene con i seguenti dati di input e successivi risultati:

Tabella 4.3.1 Parametri di input della prima prova senza guaina PE con risultati riportati in Tabella 4.3.2

Diametro interno tubazione rame (DX) [m]	0.01
Diametro esterno tubazione rame (DX) [m]	0.012
Fattore correttivo tubazione P_m su metodo IGSHPA	1
Profondità di posa [m]	2
Conducibilità termica terreno λ_g [W/(m K)]	1.73
Resistenza termica terreno IGSHPA da tabelle R_g [(m K)/W]	0.49
Titolo inizio evaporazione $x_1 / \Delta x = 1 - x_1$	0.2 / 0.8

Tabella 4.3.2 Valori ottenuti senza guaina PE, fattore $P_m = 1$, $\lambda_g = 1,73$ W/(m K), profondità 2 m

Numero di circuiti di scambiatore	2	3	5
Portata per circuito (totale/Ncircuiti) [kg/s]	0.0178	0.0119	0.0071
Temperatura inizio evaporazione [°C]	-5	-5	-5
Temperatura fine evaporazione [°C]	-14.72	-8.44	-5.94
Variazione temperatura ΔT [°C]	9.72	3.44	0.94
Temperatura media [°C]	-9.86	-6.72	-5.47
Caduta di pressione Δp [Pa]	193326	74093	20836
Pressione fine evaporazione p [Pa]	484957	604191	657448
Coeff. scambio medio evap. [W/(m ² K)]	3439	2401	1574
Calore scambiato Routine [W]	3308	2177	1299
Calore scambiato IGSHPA per circuito [W]	3242	2161	1297
Calore / area pianta (passo 1 m) [W/m ²]	33	28	25
Lunghezza con portata totale IGSHPA [m]	209.81	264.66	295.43
Lunghezza per circuito IGSHPA L_{iN} [m]	104.91	88.22	59.09
Lunghezza per circuito Routine L_{iR} [m]	99.42	78.51	52.07
Scarto ($L_{iN} - L_{iR}$)	5.49	9.71	7.02
Scostamento percentuale rispetto L_{iN} (%)	5.2	11	11.9

Gli scostamenti sono dell'11 % nei secondi due casi mentre nel primo è del 5%. La portata maggiore, dovuta ad una minore suddivisione in circuiti, comporta una maggiore perdita di carico per cui anche con il calcolo Routine la lunghezza in proporzione aumenta per il singolo scambiatore. Al contempo una maggiore perdita di carico implica una maggiore caduta di temperatura che sotto un certo aspetto come già visto aiuta lo scambio termico, per cui la lunghezza totale (lunghezza singolo circuito per numero circuiti) risulta minore con un minor numero di circuiti ossia portate maggiori per singolo circuito. In tutti e tre i casi comunque il metodo IGSHPA prevede una lunghezza di scambio maggiore rispetto a quanto trovato con il calcolo passo-passo tramite Routine.

E' stata eseguita poi una simulazione esattamente analoga, ma considerando anche la presenza della guaina in polietilene, sia nella Routine sia nel metodo IGSHPA, inserendo tale resistenza termica addizionale in serie alla resistenza della tubazione R_p e calcolata in modo del tutto analogo, i cui risultati sono riportati in Tabella 4.3.3. In generale, come ci si aspettava, aggiungendo una resistenza termica sono aumentate le lunghezze complessive calcolate con entrambi i modelli, circa di una decina di metri. Gli scostamenti percentuali sono analoghi ai precedenti, quindi il fatto di tener conto della resistenza termica della guaina permette un più realistico dimensionamento considerando l'effettiva tipologia di tubazione utilizzata per i sistemi DX, ma non incide nel confronto tra normativa e Routine. Di seguito quindi si procederà tenendo conto della resistenza anche della guaina in PE. In entrambi i casi l'andamento dei parametri termici delle simulazioni è concorde con quanto già visto nelle analisi del capitolo precedente. All'aumento del numero di circuiti e conseguente diminuzione della portata per singola tubazione, si hanno minori cadute di pressione e quindi di temperatura, con una temperatura media di evaporazione molto più vicina a quella iniziale; al contempo il coefficiente medio di scambio termico diminuisce notevolmente. Le lunghezze del singolo circuito diminuiscono, ma la lunghezza totale di scambiatore necessaria aumenta (riferimento alla totale IGSHPA ma il discorso è analogo per il metodo Routine ottenendola come L_{iR} per numero circuiti). Ciò non è negativo se si considera che minori perdite di carico e cadute di temperatura influenzano positivamente il COP complessivo della macchina permettendo un minor lavoro al compressore della PdC.

Tabella 4.3.3 Valori output considerando guaina PE, $P_m = 1$, $\lambda_g = 1,73 \text{ W/(m K)}$, profondità 2 m

Numero di circuiti di scambiatore	2	3	5
Portata per circuito (totale/Ncircuiti) [kg/s]	0.0178	0.0119	0.0071
Temperatura inizio evaporazione [°C]	-5	-5	-5
Temperatura fine evaporazione [°C]	-15.82	-8.81	-6.04
Variazione temperatura ΔT [°C]	10.82	3.81	1.04
Temperatura media [°C]	-10.41	-6.91	-5.52
Caduta di pressione Δp [Pa]	212333	81660	23041
Pressione fine evaporazione p [Pa]	465951	596624	655243
Coeff. scambio medio evap. [$\text{W}/(\text{m}^2 \text{ K})$]	3460	2406	1575
Calore scambiato Routine [W]	3315	2179	1300
Calore scambiato IGSHPA per circuito [W]	3242	2161	1297
Calore / area pianta (passo 1 m) [W/m^2]	31	25	23
Lunghezza con portata totale IGSHPA [m]	227.75	293.27	330.86
Lunghezza per circuito IGSHPA L_{iN} [m]	113.87	97.76	66.17
Lunghezza per circuito Routine L_{iR} [m]	108.17	86.33	57.60
Scarto ($L_{iN} - L_{iR}$)	5.7	11.43	8.57
Scostamento percentuale rispetto L_{iN} (%)	5	11.7	13

La successiva prova è stata eseguita per verificare l'incidenza del fattore P_m del metodo IGSHPA che tiene conto del diametro della tubazione. Per i sistemi SL ad acqua e glicole per i quali sarebbe pensato, si prevede l'utilizzo di tubazioni con diametro ¾ pollice o superiore, mentre per sistemi ad espansione diretta si utilizzano diametri minori, come per esempio nel nostro caso di 0,01 m. Dai valori dati di P_m per i diametri considerati nel metodo, è stata eseguita un'interpolazione lineare per ricavare un'equazione da cui stimare un possibile P_m per il diametro voluto. Si ottiene per un diametro di 0,01 m un $P_m = 1.065$ contro il valore unitario finora considerato con i seguenti risultati:

Tabella 4.3.4 Valori con guaina PE, $P_m = 1.065$, $\lambda_g = 1,73$ W/(m K), profondità 2 m

Numero di circuiti di scambiatore	2	3	5
Portata per circuito (totale/Ncircuiti) [kg/s]	0.0178	0.0119	0.0071
Temperatura inizio evaporazione [°C]	-5	-5	-5
Temperatura fine evaporazione [°C]	-15.82	-8.81	-6.04
Variazione temperatura ΔT [°C]	10.82	3.81	1.04
Temperatura media [°C]	-10.41	-6.91	-5.52
Caduta di pressione Δp [Pa]	212333	81660	23041
Pressione fine evaporazione p [Pa]	465951	596624	655243
Coeff. scambio medio evap. [W/(m ² K)]	3460	2406	1575
Calore scambiato Routine [W]	3315	2179	1300
Calore scambiato IGSHPA per circuito [W]	3242	2161	1297
Calore / area pianta (passo 1 m) [W/m ²]	31	25	23
Lunghezza con portata totale IGSHPA [m]	240.92	310.18	349.93
Lunghezza per circuito IGSHPA L_{iN} [m]	120.46	103.39	69.99
Lunghezza per circuito Routine L_{iR} [m]	108.17	86.33	57.60
Scarto ($L_{iN} - L_{iR}$)	12.43	17.06	12.39
Scostamento percentuale rispetto L_{iN} (%)	10.3	16.5	17.7

Come si può osservare ovviamente i valori di lunghezza ottenuti da Routine rimangono invariati non risentendo di tale parametro, mentre i valori ottenuti con IGSHPA sono, come ci si poteva attendere, aumentati poiché il parametro P_m va a moltiplicare e in questo caso aumentare la resistenza termica del terreno. Incide quindi in modo omogeneo nei tre casi fornendo lunghezze e conseguentemente anche scarti con Routine, maggiori di circa il 5% in tutti e tre i casi considerati. Poiché l'utilizzo di tale valore è solo un'ipotesi, ma sul metodo non è prescritto di poter incrementare P_m per eventuali diametri minori, nelle prove seguenti si continuerà ad utilizzare un valore unitario senza considerare quindi l'eventuale influenza di tale parametro sulla resistenza termica del terreno.

Ora si prova a variare la conduttività del terreno passando ad un valore maggiore sempre tabulato su IGSHPA pari a $\lambda_g = 2,42$ [W/(m K)]. Sempre considerando anche la

guaina PE, il fattore correttivo P_m unitario e il nuovo valore di resistenza termica del terreno per il metodo IGSHPA secondo le tabulazioni della configurazione 1.1 in funzione della nuova conducibilità. Cambiare questa proprietà del terreno implica anche avere a parità di profondità di posa degli scambiatori, una diversa temperatura di progetto del terreno nel mese più critico, poiché cambia la trasmissione del calore dalla superficie; il terreno alle profondità considerate in questi calcoli infatti risente delle condizioni climatiche esterne. In particolare all'aumentare della conducibilità diminuisce la temperatura del terreno. Con la nuova conducibilità considerata, a 2 m di profondità, si avrà una temperatura del terreno di 4.45 °C contro i 5.29 °C finora considerati.

Tabella 4.3.5 Conducibilità terreno $\lambda_g = 2.42$ [W/(m K)], $R_g = 0.35$ [(m K)/W], con guaina PE, $P_m = 1$, profondità 2 m

Numero di circuiti di scambiatore	2	3	5
Portata per circuito (totale/Ncircuiti) [kg/s]	0.0178	0.0119	0.0071
Temperatura inizio evaporazione [°C]	-5	-5	-5
Temperatura fine evaporazione [°C]	-13.72	-8.14	-5.86
Variazione temperatura ΔT [°C]	8.72	3.14	0.86
Temperatura media [°C]	-9.36	-6.57	-5.43
Caduta di pressione Δp [Pa]	175766	67957	19229
Pressione fine evaporazione p [Pa]	502517	610327	659054
Coeff. scambio medio evap. [W/(m ² K)]	3421	2398	1574
Calore scambiato Routine [W]	3302	2176	1299
Calore scambiato IGSHPA per circuito [W]	3242	2161	1297
Calore / area pianta (passo 1 m) [W/m ²]	36	30	27
Lunghezza con portata totale IGSHPA [m]	193.17	242.08	270
Lunghezza per circuito IGSHPA L_{iN} [m]	96.58	80.69	54
Lunghezza per circuito Routine L_{iR} [m]	91.49	72.27	48.08
Scarto ($L_{iN} - L_{iR}$)	5.09	8.42	5.92
Scostamento percentuale rispetto L_{iN} (%)	5.3	10.4	10.9

Come era prevedibile, confrontando questi risultati con quelli di Tabella 4.3.3, una maggiore conducibilità (minore resistenza termica del terreno) implica minori lunghezze di dimensionamento per gli scambiatori. Percentualmente rispetto alle lunghezze a conducibilità minore di Tabella 4.3.3 la differenza per tutti e tre i casi si attesta su valori compresi tra 15% e il 18% sia per il metodo IGSHPA sia per Routine. Le percentuali di scarto tra i due metodi sono rimaste in pratica sullo stesso ordine di grandezza, variando al massimo di 1-2 punti percentuali, il che porta a concludere che entrambi risentono in modo simile della variazione di conducibilità. Ciò è visibile anche nella seguente tabella che mostra la comparazione diretta fra 3 diversi valori di conducibilità (le due precedentemente considerate e una minore) a parità di altre condizioni e di numero di circuiti. Lo scarto è sull'11% e cresce leggermente al diminuire della conducibilità.

Tabella 4.3.6 Conducibilità terreno λ_g variabile , con guaina PE , $P_m = 1$, profondità 2 m, 3 circuiti

Conducibilità terreno λ_g [W/ (m K)]	1.30	1.73	2.42
Numero di circuiti di scambiatore	3	3	3
Portata per circuito (totale/Ncircuiti) [kg/s]	0.0119	0.0119	0.0119
Temperatura terreno a 2 m profondità [°C]	6.04	5.29	4.45
Temperatura inizio evaporazione [°C]	-5	-5	-5
Temperatura fine evaporazione [°C]	-9.56	-8.81	-8.14
Variazione temperatura ΔT [°C]	4.56	3.81	3.14
Temperatura media [°C]	-7.28	-6.91	-6.57
Caduta di pressione Δp [Pa]	96773	81660	67957
Pressione fine evaporazione p [Pa]	581511	596624	610327
Coeff. scambio medio evap. [W/(m ² K)]	2416	2406	2398
Calore scambiato Routine [W]	2183	2179	2176
Calore scambiato IGSHPA per circuito [W]	2161	2161	2161
Calore / area pianta (passo 1 m) [W/m ²]	21	25	30
Lunghezza con portata totale IGSHPA [m]	346.32	293.27	242.08
Lunghezza per circuito IGSHPA L_{iN} [m]	115.44	97.76	80.69
Lunghezza per circuito Routine L_{iR} [m]	101.60	86.33	72.27
Scarto ($L_{iN} - L_{iR}$)	13.84	11.43	8.42
Scostamento percentuale rispetto L_{iN} (%)	12	11.7	10.4

Tornando ad un valore intermedio di conducibilità di 1,73 W/(m K), e mantenendo ancora -5 °C come temperatura d’inizio evaporazione, è stata considerata la variazione di profondità di posa degli scambiatori nel terreno, che implica, anche a parità di conducibilità, una variazione della temperatura minima di progetto del terreno dovuta ad una maggiore influenza delle condizioni climatiche esterne tanto più ci si avvicina alla superficie. La norma prevede una profondità minima di 2 m per la configurazione considerata (1.1), ma nella pratica spesso si utilizzano profondità comprese tra 0.80 m e 1.20 m, per cui si è fatto il confronto proprio con tali profondità di posa utilizzando sempre 3 circuiti (Tabella 4.3.7). In seguito invece si è considerata una profondità di 1 m (Tabella 4.3.8), conduttività 1,73 W/(m K) e quindi temperatura del terreno di 2.23 °C, e si è verificato se le configurazioni con diverso numero di circuiti si comportano in modo analogo a quanto accadeva nel caso precedentemente analizzato con le stesse caratteristiche ma a profondità di 2 m.

Si può osservare come all’aumentare della profondità, aumenta la temperatura del terreno e diminuiscono le lunghezze di dimensionamento per entrambi i metodi. A profondità maggiori si potrebbe utilizzare una temperatura di evaporazione del fluido più elevata, anche se con attenzione poiché ciò probabilmente comporterebbe un aumento della lunghezza dello scambiatore avendo una minore differenza di

temperatura tra fluido e sorgente termica (terreno). A 2 m di profondità infatti se considerassimo -1°C come temperatura di inizio evaporazione, a parità così di ΔT con il terreno rispetto al caso a 0.80 m di profondità, otterremmo lunghezze di 126 m con Routine e 138 con IGSHPA, ossia maggiori rispetto a quelle ottenute a 0.80 m. In linea generale si può dire che a profondità minori, diminuisce il divario percentuale tra i risultati ottenuti con Routine e con IGSHPA. Ciò si vede anche confrontando i risultati di Tabella 4.3.8 con quelli di Tabella 4.3.3. Nelle tre configurazioni si hanno scarti che aumentano con l'aumento del numero di circuiti come si aveva anche a profondità 2 m, anche se leggermente minori rispetto al caso analizzato all'inizio. Nel caso a 2 circuiti addirittura si ottiene con Routine una lunghezza leggermente maggiore che con IGSHPA, probabilmente per una maggiore incidenza percentuale delle perdite di carico che sono ulteriormente aumentate rispetto al caso a 2 m di profondità come conseguenza della diminuzione di 3°C della differenza di temperatura tra temperatura del terreno e media di evaporazione.

Tabella 4.3.7 Profondità posa variabile , $\lambda_g = 1,73 \text{ W}/(\text{m K})$, con guaina PE , $P_m = 1, 3$ circuiti

Profondità di posa [m]	0.80	1.20	2
Numero di circuiti di scambiatore	3	3	3
Portata per circuito (totale/Ncircuiti) [kg/s]	0.0119	0.0119	0.0119
Temperatura terreno [$^{\circ}\text{C}$]	1.49	2.93	5.29
Temperatura inizio evaporazione [$^{\circ}\text{C}$]	-5	-5	-5
Temperatura fine evaporazione [$^{\circ}\text{C}$]	-10.34	-9.65	-8.81
Variazione temperatura ΔT [$^{\circ}\text{C}$]	5.34	4.65	3.81
Temperatura media [$^{\circ}\text{C}$]	-7.67	-7.33	-6.91
Caduta di pressione Δp [Pa]	112266	98716	81660
Pressione fine evaporazione p [Pa]	566017	579568	596624
Coeff. scambio medio evap. [$\text{W}/(\text{m}^2 \text{ K})$]	2429	2419	2406
Calore scambiato Routine [W]	2187	2183	2179
Calore scambiato IGSHPA per circuito [W]	2161	2161	2161
Calore / area pianta (passo 1 m) [W/m^2]	18	21	25
Lunghezza con portata totale IGSHPA [m]	390.33	348.66	293.27
Lunghezza per circuito IGSHPA L_{iN} [m]	130.11	116.22	97.76
Lunghezza per circuito Routine L_{iR} [m]	119.36	104.60	86.33
Scarto ($L_{iN} - L_{iR}$)	10.75	11.62	11.43
Scostamento percentuale rispetto L_{iN} (%)	8.2	10	11.7

Tabella 4.3.8 Conduttività $\lambda_g = 1.73$ [W/(m K)] , $\theta_g = 2.23$ °C , con guaina PE , $P_m = 1$, profondità 1 m

Numero di circuiti di sonda considerati	2	3	5
Portata per circuito (totale/Ncircuiti) [kg/s]	0.0178	0.0119	0.0071
Temperatura inizio evaporazione [°C]	-5	-5	-5
Temperatura fine evaporazione [°C]	-18.45	-9.96	-6.42
Variazione temperatura ΔT [°C]	13.45	4.96	1.42
Temperatura media [°C]	-11.73	-7.48	-5.71
Caduta di pressione Δp [Pa]	255302	104915	31464
Pressione fine evaporazione p [Pa]	422982	573368	646819
Coeff. scambio medio evap. [W/(m ² K)]	3519	2423	1578
Calore scambiato Routine [W]	3335	2185	1301
Calore scambiato IGSHPA per circuito [W]	3242	2161	1297
Calore / area pianta (passo 1 m) [W/m ²]	26	20	16
Lunghezza con portata totale IGSHPA [m]	256.21	368.22	450.31
Lunghezza per circuito IGSHPA L_{iN} [m]	128.11	122.75	90.06
Lunghezza per circuito Routine L_{iR} [m]	129.69	111.32	78.99
Scarto ($L_{iN} - L_{iR}$)	-1.58	11.43	11.07
Scostamento percentuale rispetto L_{iN} (%)	-1.2	9.3	12.3

Visto l'influenza della temperatura del terreno, si è quindi pensato di verificare anche come si comporta lo scambiatore al variare della temperatura d'inizio evaporazione ossia ingresso alla tubazione a parità di condizioni del terreno. Dalla conseguente variazione della temperatura media di evaporazione e quindi del ΔT con il terreno ci si aspettano risultati concordanti con quanto già detto sopra. Si è scelta per uniformità la solita configurazione a tre circuiti e profondità base di 2 m, con prove a -10 °C, -5 °C e 0 °C come temperature d'inizio evaporazione.

La prima cosa da notare è che al variare della temperatura d'inizio evaporazione e ovviamente della pressione di lavoro associata, varia la portata di massa totale (e quindi per circuito) necessaria per ottenere lo scambio termico desiderato, poiché cambia il calore latente di evaporazione alla temperatura considerata. Ciò ovviamente influirà poi sulle perdite di carico e sul processo. Come ci si poteva aspettare, lavorando a temperature sempre più vicine alla temperatura del terreno, si ottengono lunghezze di scambiatore nettamente maggiori poiché il ΔT di scambio termico è minore, per cui si avrà necessità di una maggiore area di scambio. È bene quindi mantenere un certo ΔT (almeno 5 °C) tra la temperatura del terreno e la temperatura del fluido, così da evitare lunghezze eccessive di scambiatore. Se considerassimo infatti l'ultimo caso con inizio evaporazione a 0 °C ma ad una profondità di posa di 1 m e quindi temperatura del terreno pari a 2.23 °C, si otterrebbero lunghezze per circuito di 199.80 m per Routine e 213 per IGSHPA, e lunghezza totale di scambiatore di 640 m. Una relativa caduta di

pressione di 157616 Pa; valori decisamente elevati. Al contempo è bene non esagerare con una temperatura troppo bassa, poiché ciò, pur con minori perdite di carico, comporta temperature e pressioni di lavoro minori che incideranno poi nel successivo compressore del sistema. Per quanto riguarda il confronto in questo caso tra Routine e Normativa si può notare come al diminuire della differenza di temperatura terreno-fluido, diminuisca lo scarto tra le lunghezze trovate con i due metodi; ciò si può pensare dovuto alla sempre minor influenza della differenza di temperatura tra sistema passo-passo e sistema con temperatura media.

Tabella 4.3.9 Conduttività $\lambda_g = 1.73$ [W/(m K)] , $\theta_g = 5.29$ °C , con guaina PE , $P_m = 1$, profondità 2 m, T inizio evaporazione variabile

Numero di circuiti di sonda considerati	3	3	3
Portata per circuito (totale/Ncircuiti) [kg/s]	0.0116	0.0119	0.0122
Temperatura inizio evaporazione [°C]	-10	-5	0
Temperatura fine evaporazione [°C]	-13.42	-8.81	-4.97
Variazione temperatura ΔT [°C]	3.42	3.81	4.97
Temperatura media [°C]	-11.71	-6.91	-2.49
Pressione inizio evaporazione [Pa]	572654	678284	798055
Caduta di pressione Δp [Pa]	64755	81660	119049
Pressione fine evaporazione p [Pa]	507899	596624	679006
Coeff. scambio medio evap. [W/(m ² K)]	2500	2406	2336
Calore scambiato Routine [W]	2176	2179	2188
Calore scambiato IGSHPA per circuito [W]	2161	2161	2161
Calore / area pianta (passo 1 m) [W/m ²]	36	25	15
Lunghezza con portata totale IGSHPA [m]	210.33	293.27	460.06
Lunghezza per circuito IGSHPA L_{iN} [m]	70.11	97.76	153.35
Lunghezza per circuito Routine L_{iR} [m]	61.04	86.33	141.49
Scarto ($L_{iN} - L_{iR}$)	9.07	11.43	11.86
Scostamento percentuale rispetto L_{iN} (%)	12.9	11.7	7.7

Una successiva prova è stata eseguita ritornando alla temperatura di -5°C finora utilizzata e facendo variare il titolo d'inizio evaporazione, finora sempre mantenuto a valore $x = 0.2$. La prova è stata eseguita a profondità 2 m, temperatura del terreno di 5.29 °C e sempre considerando 3 circuiti. Ancora si nota come prima cosa la variazione della portata di massa dovuta alla variazione di titolo in ingresso e conseguente frazione di calore latente in evaporazione sfruttabile. Come si vede all'aumentare del titolo d'ingresso diminuisce la lunghezza necessaria di scambiatore avendo minor evaporazione da realizzare, inoltre aumentando la portata, aumentano le perdite di carico e quindi diminuisce la temperatura media ottenendo un maggior ΔT con il terreno che favorisce lo scambio termico. Con il crescere del titolo in evaporazione lo scarto tra

Routine e Normativa rimane su valori poco diversi nei vari casi, come anche la diminuzione della lunghezza totale è tutto sommato contenuta, per cui questo parametro non incide moltissimo ai fini della lunghezza dello scambiatore, salvo non utilizzare titoli d'inizio evaporazione molto elevati.

Tabella 4.3.10 Conduktività $\lambda_g = 1.73$ [W/(m K)] , $\theta_g = 5.29$ °C , con guaina PE , $P_m = 1$, profondità 2 m, titolo x di inizio evaporazione variabile

Numero di circuiti di sonda considerati	3	3	3
Titolo inizio evaporazione $x_1 / \Delta x = 1 - x_1$	0.1 / 0.9	0.2 / 0.8	0.3 / 0.7
Portata per circuito (totale/Ncircuiti) [kg/s]	0.0106	0.0119	0.0136
Temperatura inizio evaporazione [°C]	-5	-5	-5
Temperatura fine evaporazione [°C]	-7.96	-8.81	-10
Variazione temperatura ΔT [°C]	2.96	3.81	5
Temperatura media [°C]	-6.48	-6.91	-7.5
Caduta di pressione Δp [Pa]	64201	81660	105436
Pressione fine evaporazione p [Pa]	614082	596624	572847
Coeff. scambio medio evap. [W/(m ² K)]	2059	2406	2816
Calore scambiato Routine [W]	2175	2179	2185
Calore scambiato IGSHPA per circuito [W]	2161	2161	2161
Calore / area pianta (passo 1 m) [W/m ²]	24	25	26
Lunghezza con portata totale IGSHPA [m]	303.81	293.27	279.60
Lunghezza per circuito IGSHPA L_{iN} [m]	101.27	97.76	93.20
Lunghezza per circuito Routine L_{iR} [m]	89.65	86.33	82.49
Scarto ($L_{iN} - L_{iR}$)	11.62	11.43	10.71
Scostamento percentuale rispetto L_{iN} (%)	11.5	11.7	11.5

Un'ultima prova viene eseguita cambiando fluido di lavoro, utilizzando R134A al posto di R410A. Si eseguono le prove con i diversi circuiti, mantenendo una profondità di 2 m, temperatura d'inizio evaporazione -5 °C, $\lambda_g = 1.73$ W/(m K) e tornando a titolo iniziale 0.2, così da poter confrontare i risultati con la Tabella 4.3.3 relativa ad R410A finora utilizzato. Variano le portate poiché è variata la pressione di lavoro ed il calore di vaporizzazione del fluido (a parità di temperatura d'inizio evaporazione). Nel caso di due soli circuiti le perdite di carico sono talmente elevate con la portata, che Routine non arriva nemmeno a convergenza e non termina l'evaporazione. Bisogna tener conto che l'R134A ha condizioni termodinamiche molto diverse rispetto al R410A, con punto critico notevolmente inferiore e quindi un minor margine operativo. Con tale fluido bisognerebbe sicuramente lavorare a temperature d'inizio evaporazione maggiori, esempio sui 0 °C anche per i casi a tre e cinque circuiti; anche in questo caso infatti con due circuiti comunque non si arriverebbe a convergenza. Nel caso a tre circuiti analizzato come si vede, Routine stima una lunghezza maggiore rispetto a IGSHPA poiché tiene

conto delle effettive condizioni di lavoro passo-passo che in questo caso incidono molto avendo una caduta di pressione e temperatura notevole nel processo. Già con cinque circuiti invece torniamo a situazioni analoghe a quelle viste finora con una caduta di temperatura di saturazione di 6 °C per cui i due metodi si comportano analogamente ai casi già analizzati. Si può infine osservare che le lunghezze di dimensionamento sono minori per R134A rispetto a R410A, anche se va ricordato che in queste condizioni si è simulato un COP fisso di progetto senza considerare quindi le variazioni di prestazioni dell'intero sistema dovute alle perdite di carico e di temperatura. La scelta del fluido di lavoro quindi influenza in modo pesante il sistema. E' bene tenere presente inoltre nel confronto con il metodo IGSHPA, che quest'ultimo è riferito a scambiatori SL con acqua e glicole e non tiene conto in nessun modo del tipo di fluido che si utilizza nella sonda poiché implicitamente pensato solo per sistemi a circuito secondario, quindi non tiene nemmeno conto delle diversità di comportamento tra fluidi come scambio termico e perdite di carico.

Tabella 4.3.11 Valori output considerando guaina PE, $P_m = 1$, $\lambda_g = 1,73 \text{ W/(m K)}$, profondità 2 m, $\Delta x = 0.8$, fluido R134A

Numero di circuiti di sonda considerati	3	5
Portata per circuito (totale/Ncircuiti) [kg/s]	0.0134	0.0080
Temperatura inizio evaporazione [°C]	-5	-5
Temperatura fine evaporazione [°C]	-32.50	-10.78
Variazione temperatura ΔT [°C]	27.50	5.78
Temperatura media [°C]	-18.75	-7.89
Caduta di pressione Δp [Pa]	168499	48845
Pressione fine evaporazione p [Pa]	74844	194497
Coeff. scambio medio evap. [W/(m ² K)]	3057	1822
Calore scambiato Routine [W]	2235	1308
Calore scambiato IGSHPA per circuito [W]	2161	1297
Calore / area pianta (passo 1 m) [W/m ²]	38	26
Lunghezza con portata totale IGSHPA [m]	148.76	271.32
Lunghezza per circuito IGSHPA L_{iN} [m]	49.59	54.26
Lunghezza per circuito Routine L_{iR} [m]	58.98	49.42
Scarto ($L_{iN} - L_{iR}$)	-9.39	4.84
Scostamento percentuale rispetto L_{iN} (%)	-18.9	8.9

4.4 Confronti con R_g su Routine imposta pari a IGSHPA

Un successivo confronto tra i due metodi è stato fatto ponendo nella Routine la resistenza termica del terreno di valore pari a quello fornito sulle tabulazioni del metodo IGSHPA. In questo modo, poiché la resistenza termica della tubazione è calcolata alla stessa maniera, e considerando ancora in entrambi i casi una situazione con fattore di carico unitario, ciò che cambia tra le due simulazioni è il fatto che Routine va a considerare il sistema passo-passo valutando l'effettiva temperatura di lavoro nei vari Δx , mentre il metodo IGSHPA considera una situazione media avendo a denominatore semplicemente la temperatura media di evaporazione tra quelle di ingresso ed uscita allo scambiatore. L'altro parametro che varia tra i due metodi è il tener conto come fa Routine della resistenza di convezione o trascurarla come invece si fa sul metodo IGSHPA.

Tabella 4.4.1 Valori output con, $P_m = 1$, $S_m = 1$, $\lambda_g = 1,73 \text{ W/(m K)}$, profondità 2 m, R_g imposta uguale nei due metodi

Numero di circuiti di scambiatore	2	3	5
Portata per circuito (totale/Ncircuiti) [kg/s]	0.0178	0.0119	0.0071
Temperatura inizio evaporazione [°C]	-5	-5	-5
Temperatura fine evaporazione [°C]	-18.18	-9.56	-6.24
Variazione temperatura ΔT [°C]	13.18	4.56	1.24
Temperatura media [°C]	-11.59	-7.28	-5.62
Caduta di pressione Δp [Pa]	250860	96964	27553
Pressione fine evaporazione p [Pa]	427423	581320	650730
Coeff. scambio medio evap. [W/(m ² K)]	3505	2417	1577
Calore scambiato Routine [W]	3330	2183	1300
Calore scambiato IGSHPA per circuito [W]	3242	2161	1297
Calore / area pianta (passo 1 m) [W/m ²]	27	21	19
Lunghezza con portata totale IGSHPA [m]	211.86	284.44	327.73
Lunghezza per circuito IGSHPA L_{iN} [m]	105.93	94.81	65.55
Lunghezza per circuito Routine L_{iR} [m]	125.18	101.98	68.88
Scarto ($L_{iN} - L_{iR}$)	-19.25	-7.17	-3.33
Scostamento percentuale rispetto L_{iN} (%)	-18.2	-7.5	-5.1

Le percentuali di scarto sono ancora riferite alla lunghezza calcolata secondo IGSHPA e per questo risultano negative. La prima cosa che si nota infatti è che in questi casi Routine stima sempre una lunghezza di scambiatore maggiore rispetto al metodo IGSHPA e gli scarti sono maggiori con portate maggiori, ossia minor numero di circuiti. Questo si può pensare dovuto ad un maggior errore nell'uso della temperatura media del fluido, con maggiori perdite di carico infatti aumenta notevolmente la variazione di

temperatura tra ingresso ed uscita e conseguentemente, un processo che utilizzi la temperatura media si scosta maggiormente dalle reali condizioni di lavoro che invece vengono considerate nel processo passo-passo. In generale come prevedibile avendo aumentato la resistenza del terreno rispetto a quanto considerato inizialmente, le lunghezze calcolate con Routine sono aumentate mentre quelle con IGSHPA sono leggermente diminuite a causa delle maggiori cadute di temperatura che hanno aumentato la differenza con il terreno.

Nei tre casi si esegue un confronto tra la Routine come utilizzata sopra con R_g imposta e la stessa Routine modificata senza la resistenza termica di convezione del fluido nella tubazione per vedere quanto questa incida.

Tabella 4.4.2 Valori output con, $P_m = 1$, $S_m = 1$, $\lambda_g = 1,73 \text{ W/(m K)}$, profondità 2 m con e senza resistenza di convezione interna del fluido

Presenza $R_{convett}$	NO	SI	NO	SI	NO	SI
Numero di circuiti di scambiatore	2	2	3	3	5	5
Portata per circuito (totale/Ncircuiti) [kg/s]	0.178	0.0178	0.0119	0.0119	0.0071	0.0071
Temperatura inizio evap. [°C]	-5	-5	-5	-5	-5	-5
Temperatura fine evap. [°C]	-17.96	-18.18	-9.46	-9.56	-6.20	-6.24
Variazione temperatura ΔT [°C]	12.96	13.18	4.46	4.56	1.20	1.24
Temperatura media [°C]	-11.48	-11.59	-7.23	-7.28	-5.60	-5.62
Caduta di pressione Δp [Pa]	247351	250860	94946	96964	26634	27553
Pressione fine evaporazione p [Pa]	430933	427423	583338	581320	651650	650730
Coeff. scambio medio evap. [W/(m ² K)]	3500	3505	2415	2417	1576	1577
Calore scambiato Routine [W]	3328	3330	2182	2183	1300	1300
Calore scambiato IGSHPA per circuito [W]	3242	3242	2161	2161	1297	1297
Calore / area pianta (passo 1 m) [W/m ²]	27	28	22	21	20	19
Lunghezza con portata totale IGSHPA [m]	213.26	211.86	285.63	284.44	328.39	327.73
Lunghezza per circuito IGSHPA L_{iN} [m]	106.63	105.93	95.21	94.81	65.68	65.55
Lunghezza per circuito Routine L_{iR} [m]	123.52	125.18	99.80	101.98	66.46	68.88
Scarto ($L_{iN} - L_{iR}$)	-16.89	-19.25	-4.59	-7.17	-0.78	-3.33
Scostamento percentuale rispetto L_{iN} (%)	-15.8	-18.2	-4.8	-7.5	-1.2	-5.1

Si può osservare, che all'aumentare della portata e quindi della caduta di temperatura, anche nel caso senza $R_{convett}$ comunque aumenta lo scarto con il modello IGSHPA a conferma del fatto che l'uso di una temperatura media rispetto al metodo passo-passo è tanto più pesante quanto più elevato è il ΔT per perdite di carico. Le lunghezze ed i relativi scarti senza $R_{convett}$ sono minori del caso precedente poiché chiaramente si è tolta una resistenza allo scambio termico. Le differenze percentuali tra i casi con e senza resistenza convettiva però sono molto contenute, al più di 3-4 punti percentuali, il che porta a concludere che tale elemento non sia molto pesante nell'insieme. Ciò era prevedibile considerando che il coefficiente di scambio termico convettivo in evaporazione è molto più elevato rispetto agli altri coefficienti considerati, sull'ordine dei 2000 W/(m² K) o anche superiore.

Se ora si considera il fattore P_m invece che unitario del valore ottenuto da interpolazione e quindi si prova a tener conto della grandezza diversa della tubazione, si ottengono scarti che tra loro hanno lo stesso andamento nei diversi circuiti ma rispetto al caso precedente genericamente minori, con le lunghezze di tubazione calcolate nei due metodi molto più vicine tra loro come si vede nella tabella di seguito.

Tabella 4.4.3 Valori output con, $P_m = 1.065$, $S_m = 1$, $\lambda_g = 1,73$ W/(m K), profondità 2 m

Numero di circuiti di scambiatore	2	3	5
Portata per circuito (totale/Ncircuiti) [kg/s]	0.0178	0.0119	0.0071
Temperatura inizio evaporazione [°C]	-5	-5	-5
Temperatura fine evaporazione [°C]	-18.18	-9.56	-6.24
Variazione temperatura ΔT [°C]	13.18	4.56	1.24
Temperatura media [°C]	-11.59	-7.28	-5.62
Caduta di pressione Δp [Pa]	250860	96964	27553
Pressione fine evaporazione p [Pa]	427423	581320	650730
Coeff. scambio medio evap. [W/(m ² K)]	3505	2417	1577
Calore scambiato Routine [W]	3330	2183	1300
Calore scambiato IGSHPA per circuito [W]	3242	2161	1297
Calore / area pianta (passo 1 m) [W/m ²]	27	21	19
Lunghezza con portata totale IGSHPA [m]	224.08	300.93	346.66
Lunghezza per circuito IGSHPA L_{iN} [m]	112.04	100.31	69.33
Lunghezza per circuito Routine L_{iR} [m]	125.18	101.98	68.88
Scarto ($L_{iN} - L_{iR}$)	-13.14	-1.67	0.45
Scostamento percentuale rispetto L_{iN} (%)	-11.7	-1.7	0.6

Le tre prove appena realizzate non tengono conto in nessun modo dell'interferenza tra le varie tubazioni a terreno che peggiora le condizioni di scambio termico. Il metodo IGSHPA infatti prevede un coefficiente correttivo della resistenza del terreno che tiene conto dell'interferenza fra trincee vicine in cui siano collocate le tubazioni. Finora tale coefficiente S_m è stato considerato unitario per avere un confronto paritario con il metodo della Routine che non prevede tale interferenza. Per capire almeno parzialmente cosa succede in una condizione più reale e quanto l'interferenza possa incidere sullo scambio termico e conseguente lunghezza di tubazione, si rieseguono le prime due prove qui sopra esposte, mantenendo invariati i calcoli eseguiti con Routine ma tenendo conto del fattore S_m ricavato da tabulazioni del metodo IGSHPA. Si è considerato, vista la configurazione, di avere un circuito per ciascuna trincea, quindi con numero circuiti del caso Routine pari al numero trincee richieste nelle tabulazioni; per i valori intermedi secondo quanto previsto dal metodo si è proceduto per interpolazione lineare.

Tabella 4.4.4 Valori output con $P_m = 1$, S_m da tabulazioni, $\lambda_g = 1,73 \text{ W/(m K)}$, profondità 2 m, R_g imposta uguale nei due metodi

Numero di circuiti di scambiatore	2	3	5
Portata per circuito (totale/Ncircuiti) [kg/s]	0.0178	0.0119	0.0071
Temperatura inizio evaporazione [°C]	-5	-5	-5
Temperatura fine evaporazione [°C]	-18.18	-9.56	-6.24
Variazione temperatura ΔT [°C]	13.18	4.56	1.24
Temperatura media [°C]	-11.59	-7.28	-5.62
Caduta di pressione Δp [Pa]	250860	96964	27553
Pressione fine evaporazione p [Pa]	427423	581320	650730
Coeff. scambio medio evap. [W/(m ² K)]	3505	2417	1577
Calore scambiato Routine [W]	3330	2183	1300
Calore scambiato IGSHPA per circuito [W]	3242	2161	1297
Calore / area pianta (passo 1 m) [W/m ²]	27	21	19
Lunghezza con portata totale IGSHPA [m]	236.32	330	403.52
Lunghezza per circuito IGSHPA L_{iN} [m]	118.16	110	80.71
Lunghezza per circuito Routine L_{iR} [m]	125.18	101.98	68.88
Scarto ($L_{iN} - L_{iR}$)	-7.02	8.02	11.83
Scostamento percentuale rispetto L_{iN} (%)	-5.9	7.2	14.7

Tabella 4.4.5 Valori output con, $P_m = 1$, S_m da tabulazioni, $\lambda_g = 1,73 \text{ W/(m K)}$, profondità 2 m con e senza resistenza di convezione interna del fluido

Presenza $R_{convett}$	NO	SI	NO	SI	NO	SI
Numero di circuiti di scambiatore	2	2	3	3	5	5
Portata per circuito (totale/Ncircuiti) [kg/s]	0.178	0.0178	0.0119	0.0119	0.0071	0.0071
Temperatura inizio evap. [°C]	-5	-5	-5	-5	-5	-5
Temperatura fine evap. [°C]	-17.96	-18.18	-9.46	-9.56	-6.20	-6.24
Variazione temperatura ΔT [°C]	12.96	13.18	4.46	4.56	1.20	1.24
Temperatura media [°C]	-11.48	-11.59	-7.23	-7.28	-5.60	-5.62
Caduta di pressione Δp [Pa]	247351	250860	94946	96964	26634	27553
Pressione fine evaporazione p [Pa]	430933	427423	583338	581320	651650	650730
Coeff. scambio medio evap. [W/(m ² K)]	3500	3505	2415	2417	1576	1577
Calore scambiato Routine [W]	3328	3330	2182	2183	1300	1300
Calore scambiato IGSHPA per circuito [W]	3242	3242	2161	2161	1297	1297
Calore / area pianta (passo 1 m) [W/m ²]	27	28	22	21	20	19
Lunghezza con portata totale IGSHPA [m]	237.87	236.32	331.32	330	404.26	403.52
Lunghezza per circuito IGSHPA L_{iN} [m]	118.93	118.16	110.44	110	80.85	80.71
Lunghezza per circuito Routine L_{iR} [m]	123.52	125.18	99.80	101.98	66.46	68.88
Scarto ($L_{iN} - L_{iR}$)	-4.59	-7.02	10.64	8.02	14.39	11.83
Scostamento percentuale rispetto L_{iN} (%)	-3.9	-5.9	9.6	7.2	17.8	14.7

Risulta subito evidente che rispetto alle prove precedenti le lunghezze di scambiatore calcolate con il metodo IGSHPA sono ora maggiori, cosa che ci si aspettava poiché il fattore S_m è sempre maggiore di uno e va quindi ad incrementare la resistenza termica del terreno essendo indice di un ulteriore ostacolo allo scambio termico. Con i due circuiti dove le perdite di carico sono importanti, Routine stima ancora una lunghezza superiore a quella del metodo IGSHPA, negli altri casi invece le cose s'invertono, pur rimanendo comunque sempre sotto il 20% come differenza. Se consideriamo i risultati degli scarti, confrontati anche con il caso precedente, si vede come il termine S_m pesi molto di più all'aumentare del numero di trincee; con 5 trincee infatti si hanno ben 20 punti percentuali di scarto rispetto al caso precedente in cui non si considerava tale parametro. Per una buona progettazione quindi è bene tenerne conto.

4.5 Prova con fattore di carico reale e carico medio equivalente

Le prove eseguite finora consideravano sempre la potenza di progetto senza tener conto del fattore sempre preso unitario. Si prova ora a fare un confronto tra i due metodi sempre per sistema DX tenendo conto di tale fattore F_h che nel metodo IGSHPA è preso così come definito, mentre nella Routine per tener conto di un carico diverso da quello di progetto, si considera un carico termico equivalente medio calcolato come:

$$\dot{Q}_{equiv.medio} = \frac{\sum Q_{h,mesiH}}{24 \cdot \sum N_{giorni_mesiH}} \quad (4.14)$$

Dove

- $\dot{Q}_{equiv.medio}$ carico equivalente medio per dimensionamento [W]
- $Q_{h,mesiH}$ fabbisogno energetico di ciascun mese di riscaldamento [Wh]
- N_{giorni_mesiH} numero giorni dei mesi di riscaldamento, considerando aprile e ottobre ciascuno di 15 giorni (adimensionale)

Così facendo si ottiene un carico medio equivalente pari a 1745 W che viene utilizzato come potenza di progetto per il sistema calcolato con Routine.

Tabella 4.5.1 Valori output considerando guaina PE, $P_m = 1$, $\lambda_g = 1,73$ W/(m K) , profondità 2 m, carico medio mensile per Routine e rispettivo fattore di carico per IGSHPA

Numero di circuiti di scambiatore	2	3	5
Portata per circuito (totale/Ncircuiti) [kg/s]	0.0048	0.0032	0.0019
Temperatura inizio evaporazione [°C]	-5	-5	-5
Temperatura fine evaporazione [°C]	-5.36	-5.12	-5.03
Variazione temperatura ΔT [°C]	0.36	0.12	0.03
Temperatura media [°C]	-5.18	-5.06	-5.015
Caduta di pressione Δp [Pa]	8027	2790	735
Pressione fine evaporazione p [Pa]	670256	675494	677549
Coeff. scambio medio evap. [W/(m ² K)]	5904	5178	4399
Calore scambiato Routine [W]	873	582	349
Calore / area pianta (passo 1 m) [W/m ²]	23	22	22
Lunghezza con portata totale IGSHPA [m]	129.43	130.89	131.47
Lunghezza per circuito IGSHPA L_{iN} [m]	64.71	43.63	26.30
Lunghezza per circuito Routine L_{iR} [m]	38.45	25.91	15.64
Scarto ($L_{iN} - L_{iR}$)	26.26	17.72	10.65
Scostamento percentuale rispetto L_{iN} (%)	40.6	40.6	40.5

E' bene mettere in luce come prima cosa che in tutti e tre i casi sopra considerati la stratificazione non è più trascurabile (nel calcolo del coefficiente di scambio in evaporazione secondo Shah, il parametro di Froude risulta minore del valore limite 0.04 per cui il calcolo è leggermente diverso dei successivi valori ma comunque sempre implementato nella Routine). Rispetto a tutti i casi precedenti si nota in modo evidente che le portate sono molto diminuite essendo drasticamente diminuita la potenza termica considerata come partenza. Conseguentemente le perdite di carico sono minime e analogamente le cadute di temperatura il che comporta un processo che si avvicina molto all'ideale. Come conseguenza le lunghezze di tubazione necessarie sono molto minori sia nel caso Routine sia nel caso IGSHPA. Gli scostamenti tra i due metodi rimangono praticamente identici nei tre casi esaminati poiché avendo una caduta di temperatura bassissima la differenza tra metodo passo-passo e metodo con temperatura media risulta in sostanza indipendente dal numero di circuiti. Bisogna però porre molta attenzione sul valore dello scarto del 40%, ossia sul fatto che i valori siano molto diversi calcolati con i due metodi. Ciò si verifica poiché è diverso l'approccio utilizzato, infatti su IGSHPA il fattore di carico è calcolato a partire dal solo mese di progetto più critico in riscaldamento ed è inoltre un fattore moltiplicativo della sola resistenza del terreno. Nel metodo Routine invece si considera un carico equivalente medio calcolato come detto sopra considerando l'intero fabbisogno annuo di energia, e tale valore così ottenuto va ad incidere sul totale calcolo dello scambio termico ossia su tutte le resistenze considerate e non solo quella del terreno.

4.6 Riepilogo e osservazioni trasversali alle varie prove

Di seguito sono presentati dei confronti diretti tra le varie simulazioni realizzate in precedenza. In Figura 1.1.1 sono comparati i vari casi realizzati con fattore di carico unitario, per diverso numero di circuiti, per verificare l'influenza di parametri termici o di caratteristiche costruttive e impiantistiche sulla lunghezza dello scambiatore. In Figura 1.1.2 invece, sempre con fattore di carico unitario, le prove realizzate con numero fisso di tre circuiti. Si osserva che la guaina in polietilene aumenta le lunghezze di scambiatore ma in modo uniforme al diverso numero di circuiti e in sostanza senza creare una variazione nello scostamento percentuale tra i due modelli utilizzati. Analogamente il fattore correttivo del diametro delle tubazioni P_m , che agisce solo sul metodo IGSHPA, incide in maniera simile con due, tre o cinque circuiti. Non sono quindi parametri fondamentali d'interesse per lo scambio termico. Si è deciso dunque di tener conto della guaina in polietilene per tener conto della reale configurazione delle tubazioni, mentre per il fattore P_m , non essendo specificato nel metodo la possibilità di incrementarlo oltre l'unità, si è considerato unitario nelle prove successive. Molto più interessante risulta la variazione della conducibilità termica del terreno. Se si suddivide sufficientemente la portata per evitare eccessive perdite di carico e lavorando con una minor differenza di temperatura tra terreno e media in evaporazione, non crea significative variazioni con il numero di circuiti (ad eccezione appunto del caso con soli due circuiti). Con l'aumento della conducibilità è vero che da un lato alla stessa profondità diminuisce la temperatura del terreno, poiché vengono maggiormente trasmesse le condizioni termiche esterne; d'altro canto però si ha una migliore trasmissione termica del calore del terreno al fluido che consente lunghezze totali di dimensionamento minori con un guadagno quindi in termini di scambiatore a terreno. Gli scarti tra i due metodi su questo parametro sono quasi costanti per cui entrambi pesano allo stesso modo tale valore. La variazione della profondità di posa influenza anch'essa la temperatura del terreno. A profondità minori ovviamente le condizioni climatiche esterne pesano molto di più realizzando temperature minori nella stagione fredda e conseguentemente lunghezze di tubazione ben maggiori. Ancora non si hanno grosse differenze negli scarti se si considera solo questa variazione a numero di circuiti fissi. Se invece consideriamo il caso a diversi circuiti e profondità di un metro, la procedura realizzata risente maggiormente di questa variazione e stima una lunghezza superiore rispetto al metodo IGSHPA. Si può notare che rispetto al secondo caso (con guaina PE) analogo ma a profondità maggiore, le lunghezze sono aumentate a causa della diminuzione della differenza di temperatura tra fluido e terreno ma, nella procedura che tiene conto delle effettive perdite di carico per stimare la lunghezza di scambiatore, sono aumentate proporzionalmente di più rispetto al metodo IGSHPA che tiene conto della sola temperatura media di evaporazione. Ciò ha portato, nel caso con due circuiti, dove le perdite di carico sono molto maggiori, ad una stima di lunghezza con Routine addirittura superiore che con IGSHPA. Un effetto simile e

che da un certo punto di vista può bilanciare la variazione di temperatura del terreno, è la variazione della temperatura d'inizio evaporazione, con conseguente variazione di quella media del fluido. Più la temperatura si alza avvicinandosi alle condizioni del terreno più aumenta la lunghezza di tubazione necessaria; da -10°C a 0°C si ha più di un raddoppio della lunghezza totale di scambiatore. Chiaramente se ci si trovasse nella condizione combinata di avere elevata temperatura di evaporazione a piccola profondità di posa i due fattori si combinerebbero negativamente. L'ideale quindi è avere temperature di lavoro minori tanto più la profondità di posa è minore e tanto più le condizioni climatiche esterne siano rigide d'inverno. Ciò è ben visibile dalle due parti centrali del grafico di Figura 1.1.2. Per quanto riguarda il titolo d'inizio evaporazione invece, non ha grossa incidenza nel complesso e si comporta in maniera analoga in entrambi i metodi utilizzati, mantenendo una percentuale di scarto costante. In generale si osserva che il metodo IGSHPA, tranne in un caso, stima sempre lunghezze maggiori rispetto alla procedura realizzata nella Routine Excel. Ciò si può imputare principalmente al metodo di calcolo e al conseguente valore utilizzato per la resistenza termica del terreno, la quale è calcolata in modo quasi-stazionario e fornita su tabulazioni per IGSHPA, mentre è calcolata in modo stazionario su Routine, con valori ben diversi nei due casi.

Tabella 4.6.1 Lunghezze, differenze e scarti percentuali relativi al grafico di Figura 1.1.1

Circuiti	Senza guaina PE			Con guaina PE			$P_m = 1,065$		
	2	3	5	2	3	5	2	3	5
L_{TOT} IGSHPA [m]	209.81	264.66	295.43	227.75	293.27	330.86	240.92	310.18	349.93
$L_{IGSHPA} - L_{Routine}$	5.49	9.71	7.02	5.7	11.43	8.57	12.43	17.06	12.39
% rispetto L_{IGSHPA}	5.2	11	11.9	5	11.7	13	10.3	16.5	17.7

Tabella 4.6.2 Lunghezze, differenze e scarti percentuali relativi al grafico di Figura 1.1.1

Circuiti	$\lambda_g = 2,42$ [W/(m ² K)]			Profondità 1 m		
	2	3	5	2	3	5
L_{TOT} IGSHPA [m]	193.17	242.08	270	256.21	368.22	450.31
$L_{IGSHPA} - L_{Routine}$	5.09	8.42	5.92	-1.58	11.43	11.07
% rispetto L_{IGSHPA}	5.3	10.4	10.9	-1.2	9.3	12.3

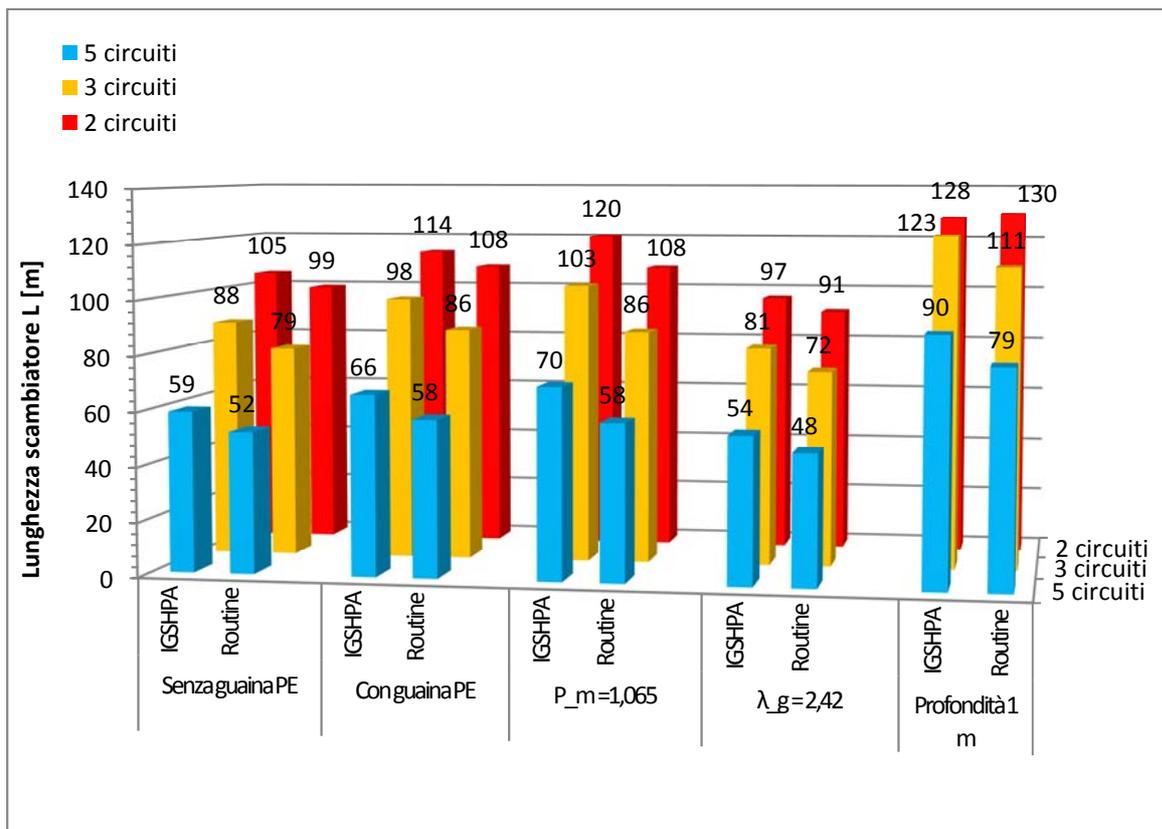


Figura 4.6.1 Confronto con fattore di carico unitario, a diverso numero di circuiti, al variare dei parametri caratteristici e di configurazioni del sistema

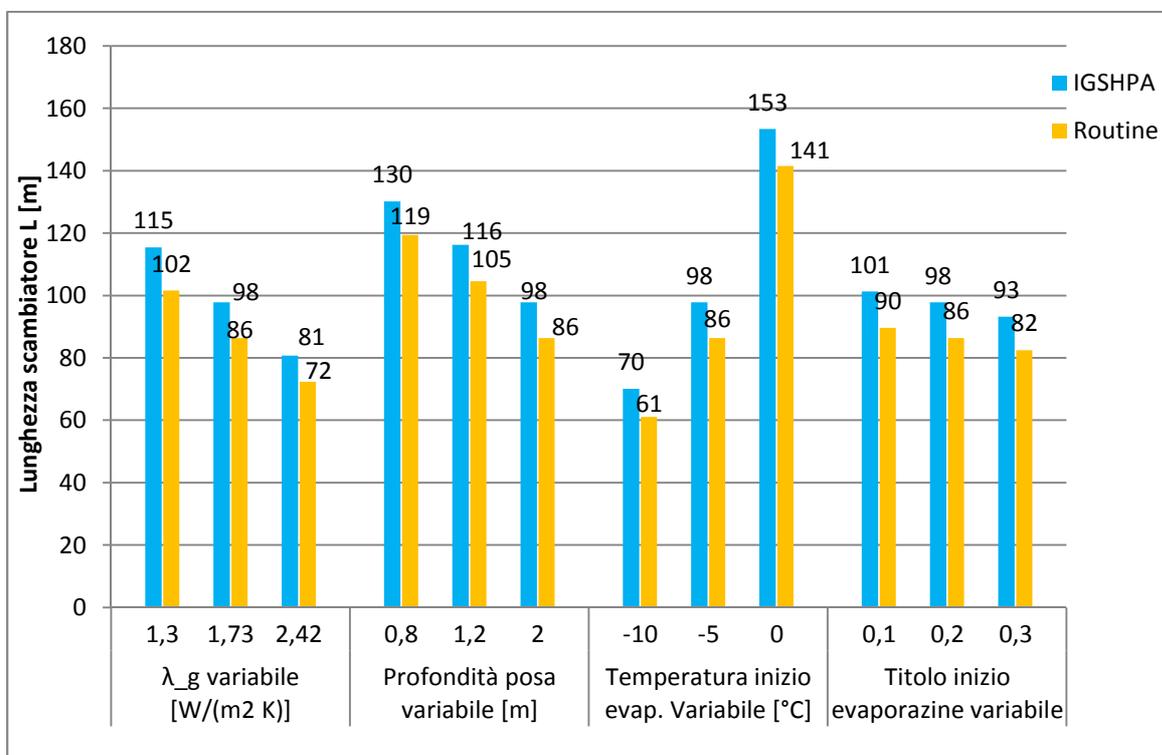


Figura 4.6.2 Confronto con fattore di carico unitario, a numero fisso di tre circuiti, variando parametri caratteristici termici e di configurazioni del sistema

Tabella 4.6.3 Lunghezze, differenze e scarti percentuali relativi al grafico di Figura 1.1.2

Valore variabile	λ_g variabile [W/(m ² K)]			Profondità posa variabile [m]		
	1.3	1.73	2.42	0.8	1.2	2
L _{TOT} IGSHPA [m]	346.32	293.27	242.08	390.33	348.66	293.27
L _{IGSHPA} - L _{Routine}	13.84	11.43	8.42	10.75	11.62	11.43
% rispetto L _{IGSHPA}	12	11.7	10.4	8.2	10	11.7

Tabella 4.6.4 Lunghezze, differenze e scarti percentuali relativi al grafico di Figura 1.1.2

Valore variabile	T inizio evaporazione variabile [°C]			Titolo x iniziale variabile		
	-10	-5	0	0.1	0.2	0.3
L _{TOT} IGSHPA [m]	210.33	293.27	460.06	303.81	293.27	279.6
L _{IGSHPA} - L _{Routine}	9.07	11.43	11.86	11.62	11.43	10.71
% rispetto L _{IGSHPA}	12.9	11.7	7.7	11.5	11.7	11.5

Nelle seguenti prove, considerato il peso nel metodo di calcolo della resistenza termica del terreno, si è provato ad imporre nella procedura stazionaria realizzata in Excel, il valore di R_g tabulato dal metodo IGSHPA. I risultati si possono vedere nel primo grafico di Figura 1.1.3. Avendo imposto un valore di R_g maggiore del valore che calcolava la procedura stazionaria, le lunghezze che si ottengono, rimangono ovviamente invariate per IGSHPA (si faccia il confronto con il secondo istogramma di Figura 1.1.1), mentre aumentano tra i 40 e i 50 metri, con riferimento alla lunghezza totale, per il calcolo eseguito con Routine. Con tale valore di resistenza applicato sulla Routine, essa stima una lunghezza complessiva di scambiatore sempre maggiore rispetto al metodo IGSHPA, ma con scostamenti che rimangono sull'ordine del 10%, con l'unico caso dei due circuiti che va ad un 18% ma, come già detto, tale situazione è molto più influenzata dalle perdite di carico e di temperatura stimate tramite la procedura. Con questa sostituzione, le principali differenze rimanenti tra i due metodi sono il fatto di considerare una temperatura media di evaporazione invece che variabile passo-passo, e la stima del coefficiente di scambio convettivo. Per avvicinare ancor più la comparazione e verificare in quest'ultimo caso il peso della resistenza convettiva, è stata tolta dal calcolo delle resistenze termiche su Routine, così da considerare le sole stesse resistenze di cui tiene conto anche il metodo IGSHPA. Come si vede la differenza è irrisoria rispetto al caso precedente, di qualche metro al massimo e ovviamente diminuiscono un po' le differenze percentuali tra i due metodi. Ciò era prevedibile poiché come visto il coefficiente di scambio è sempre superiore ai 1500 W/(m² K) arrivando anche a valori oltre i 3000 W/(m² K), per cui la relativa resistenza termica ha valori due ordini di grandezza inferiori rispetto alla dominante resistenza termica del terreno.

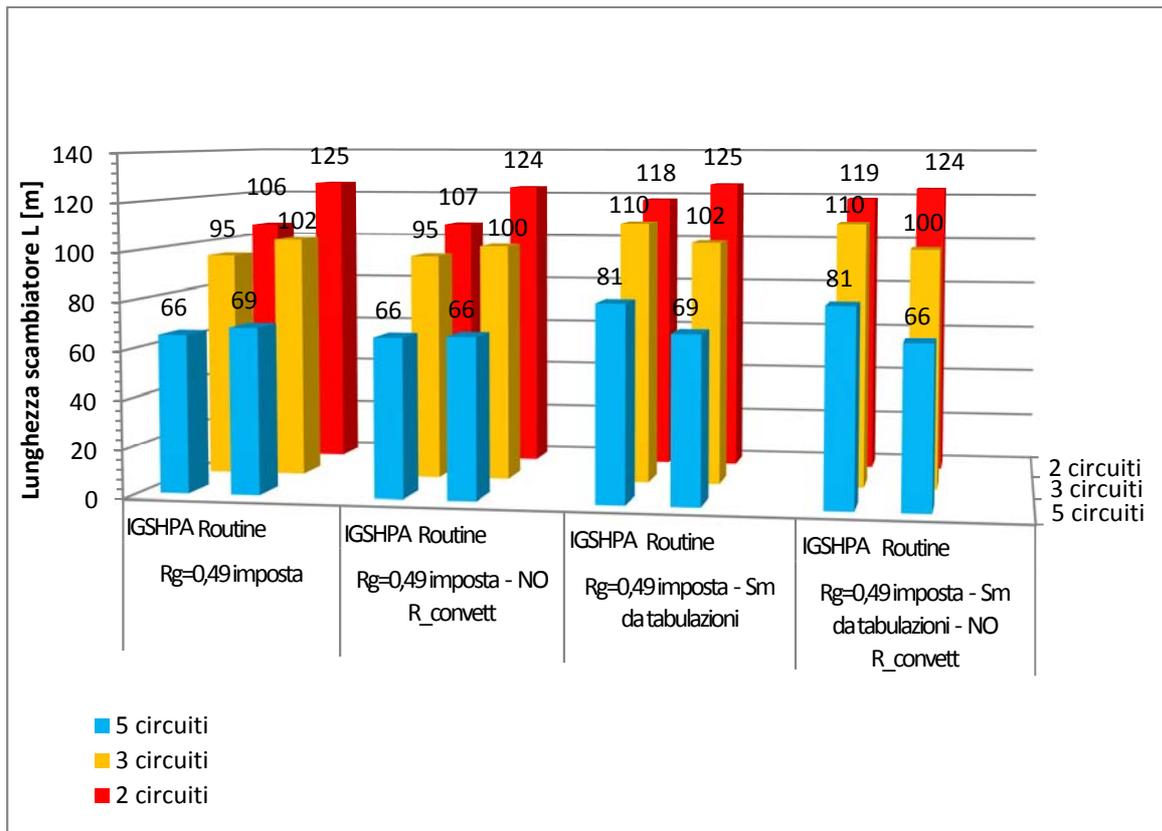


Figura 4.6.3 Confronto con fattore di carico unitario, a diverso numero di circuiti, con resistenza termica del terreno imposta quasi-stazionaria da valori tabulati in entrambi i modelli, $\lambda_g = 1,73$, profondità 2 m

Tabella 4.6.5 Lunghezze, differenze e scarti percentuali relativi al grafico di Figura 1.1.3 con R_g imposta e valore S_m unitario (no interferenza tra scambiatori vicini)

Circuiti	$R_g = 0,49$ imposta - $P_m=1$			$R_g = 0,49$ imposta - $P_m = 1$ - NO $R_{convett}$		
	2	3	5	2	3	5
L_{TOT} IGSHPA [m]	211,86	284,44	327,73	213,26	285,63	328,39
$L_{IGSHPA} - L_{Routine}$	-19,25	-7,17	-3,33	-16,89	-4,59	-0,78
% rispetto L_{IGSHPA}	-18,2	-7,5	-5,1	-15,8	-4,8	-1,2

Tabella 4.6.6 Lunghezze, differenze e scarti percentuali relativi al grafico di Figura 1.1.3 con R_g imposta e valore S_m da tabulazioni IGSHPA

Circuiti	$R_g = 0,49$ imposta - $P_m = 1$ - S_m da tabulazioni			$R_g = 0,49$ imposta - $P_m = 1$ - S_m da tabulazioni - NO $R_{convett}$		
	2	3	5	2	3	5
L_{TOT} IGSHPA [m]	236,32	330	403,52	237,87	331,32	404,26
$L_{IGSHPA} - L_{Routine}$	-7,02	8,02	11,83	-4,59	10,64	11,83
% rispetto L_{IGSHPA}	-5,9	7,2	14,7	-3,9	9,6	14,7

Nelle prove discusse non si è mai tenuto conto dell'interferenza termica tra tubazioni vicine. La procedura stazionaria realizzata non considera tale effetto, poiché suppone la tubazione singola indisturbata nel terreno con sezione cilindrica di un metro. Nel metodo IGSHPA è previsto invece un fattore correttivo S_m che tiene conto dell'interferenza tra trincee vicine; tali valori sono sempre tabulati in funzione della configurazione, resistenza termica del terreno e numero di trincee. In entrambe le prove precedentemente eseguite si è inserito allora tale valore, finora considerato unitario, per capire quanto ciò penalizzi lo scambio termico portando ad un aumento di lunghezza di scambiatore. Ovviamente non cambia nulla invece per quanto riguarda la procedura tramite Routine. Come si vede dal terzo e quarto istogramma di Figura 1.1.3, le lunghezze calcolate con IGSHPA sono aumentate nei tre casi con due, tre e cinque circuiti, rispettivamente di 25 m, 45 m e 75 m con riferimento alle lunghezze totali. Ovviamente il maggior numero di trincee (circuiti) genera una maggior interferenza termica e quindi proporzionalmente un aumento di lunghezza di scambiatore molto maggiore. Gli scarti con il metodo Routine che non tiene conto di tale interferenza (riferimento Tabella 1.1.6), rispecchiano questo andamento aumentando all'aumentare del numero di circuiti, ma come si vede, l'errore è comunque contenuto entro un 15% nel caso peggiore. Questo però come detto avendo imposto paritaria la resistenza termica del terreno R_g secondo il valore dato da IGSHPA. Con un confronto invece con la resistenza termica stazionaria calcolata secondo metodo cilindrico, l'errore nel caso peggiore aumenterebbe ad un 28% divenendo quindi ben più consistente poiché si combinano sia il diverso modo di calcolo della resistenza sia il fatto di non tenere conto dell'interferenza tra tubazioni nel caso stazionario.

4.7 Confronti fra sistema con circuito secondario ed espansione diretta

Un primo confronto è eseguito così come i due metodi sono impostati, restando nel caso con fattore di carico unitario e quindi utilizzando l'intera potenza di progetto. Per il sistema SL sul metodo IGSHPA si utilizza il diametro di $\frac{3}{4}$ di pollice così da poter utilizzare fattore correttivo unitario. Ancora si trascurano le interferenze degli scambiatori vicini. Un primo calcolo si esegue come fatto finora a parità di temperatura d'ingresso nello scambiatore posta a -5 °C. Come si vede, le lunghezze nel caso SL sono sempre maggiori rispetto al caso DX che quindi consente un risparmio di tubazioni e conseguente area di posa.

Tabella 4.7.1 Valori output considerando guaina PE, $P_m = 1$, $\lambda_g = 1,73$ W/(m K), profondità 2 m confronto tra Routine che calcola sistema DX e metodo IGSHPA che calcola sistema SL

Numero di circuiti di scambiatore	2	3	5
Portata per circuito (totale/Ncircuiti) [kg/s]	0.0178	0.0119	0.0071
Temperatura inizio evaporazione [°C]	-5	-5	-5
Temperatura fine evaporazione [°C]	-15.82	-8.81	-6.04
Variazione temperatura ΔT [°C]	10.82	3.81	1.04
Temperatura media [°C]	-10.41	-6.91	-5.52
Caduta di pressione Δp [Pa]	212333	81660	23041
Pressione fine evaporazione p [Pa]	465951	596624	655243
Coeff. scambio medio evap. [W/(m ² K)]	3460	2406	1575
Calore scambiato Routine [W]	3315	2179	1300
Calore scambiato IGSHPA per circuito [W]	3242	2161	1297
Calore / area pianta (passo 1 m) [W/m ²]	31	25	23
Lunghezza totale IGSHPA SL [m]	240.80	310.02	349.75
Lunghezza per circuito IGSHPA SL L_{iN} [m]	120.40	103.34	69.95
Lunghezza per circuito Routine DX L_{iR} [m]	108.17	86.33	57.60
Scarto ($L_{iN} - L_{iR}$)	12.23	17.01	12.36
Scostamento percentuale rispetto L_{iN} (%)	10.2	16.5	17.6

Quindi si realizza una prova di confronto facendo in modo che entrambi i sistemi lavorino nei tre casi di circuito alla stessa temperatura media di evaporazione pari a circa -5 °C per vedere cosa succede quindi nelle stesse condizioni medie ma al variare della portata per circuito. Bisogna considerare che, avendo fissato in pratica la temperatura media di evaporazione, come si vede il metodo IGSHPA prevede sostanzialmente sempre lo stesso risultato di lunghezza totale di scambiatore, che viene poi suddivisa nel numero di circuiti scelti. Il metodo Routine invece tiene conto dell'andamento delle proprietà del fluido alle diverse temperature dovute alle diverse cadute di pressione nei tre casi, per cui stima lunghezze ben diverse nei tre casi poiché, mantenendo la stessa temperatura

media, variano significativamente le temperature di ingresso e uscita agli scambiatori e quindi le proprietà. Questo giustifica la forte diversità negli scarti tra i tre casi considerati. Si vede comunque che a parte il caso particolare dei due circuiti dove IGSHPA stima un valore inferiore non tenendo conto delle forti perdite che si hanno in tale situazione, negli altri due casi il circuito secondario ha lunghezze sempre ben maggiori rispetto al circuito DX.

Tabella 4.7.2 Valori output considerando guaina PE, $P_m = 1$, $\lambda_g = 1,73 \text{ W/(m K)}$, profondità 2 m confronto tra Routine che calcola sistema DX e metodo IGSHPA che calcola sistema SL con temperatura operativa media sempre di -5 °C nei tre casi

Numero di circuiti di scambiatore	2	3	5
Portata per circuito (totale/Ncircuiti) [kg/s]	0.0185	0.0120	0.0071
Temperatura inizio evaporazione [°C]	1.8	-3	-4.5
Temperatura fine evaporazione [°C]	-11.92	-7.14	-5.56
Variazione temperatura ΔT [°C]	13.72	4.14	1.06
Temperatura media [°C]	-5.05	-5.07	-5.03
Caduta di pressione Δp [Pa]	309189	92924	23888
Pressione fine evaporazione p [Pa]	535672	631506	665717
Coeff. scambio medio evap. [W/(m ² K)]	3366	2375	1569
Calore scambiato Routine [W]	3355	2182	1299
Calore scambiato IGSHPA per circuito [W]	3242	2161	1297
Calore / area pianta (passo 1 m) [W/m ²]	18	21	22
Lunghezza totale IGSHPA SL [m]	365.35	364.94	366.36
Lunghezza per circuito IGSHPA SL L_{iN} [m]	182.68	121.65	73.27
Lunghezza per circuito Routine DX L_{iR} [m]	188.71	102.79	60.37
Scarto ($L_{iN} - L_{iR}$)	-6.03	18.86	12.90
Scostamento percentuale rispetto L_{iN} (%)	-3.3	15.5	17.6

A questo punto si esegue una prova con metodo IGSHPA utilizzato sia per sistema SL sia per sistema DX entrambi con fattore carico $F_h = 1$ e a parità di temperatura media di evaporazione di -5 °C . La resistenza R_p della tubazione è così l'unico parametro che nel metodo differisce tra sistemi SL e DX, non essendo in nessun modo tenuto in conto il tipo di fluido presente dentro lo scambiatore o il coefficiente di scambio convettivo. Essendo fissata la temperatura di evaporazione inoltre la lunghezza totale sarà sempre la stessa in qualsiasi caso di numero di circuiti come si vede dai risultati, poiché infatti non si tiene conto delle effettive perdite di carico, che come visto finora, fanno variare la T di evaporazione. È invece interessante fare allora una prova al variare della profondità di posa così da variare la temperatura del terreno per vedere come cambiano le percentuali di scarto tra sistema SL e DX. Si può notare che come già visto le lunghezze

umentano molto al diminuire della profondità di posa e quindi della temperatura del terreno ma lo scarto tra sistema SL e sistema DX rimane costante.

Tabella 4.7.3 Valori output considerando $F_h = 1$, $P_m = 1$, $S_m = 1$, $\lambda_g = 1,73 \text{ W/(m K)}$, confronto tra IGSHPA che calcola sistema DX e IGSHPA che calcola sistema SL a parità $T_{media} = -5 \text{ °C}$

Profondità di posa [m]	0.8	1.2	2
Temperatura terreno [°C]	1.49	2.93	5.29
Temperatura inizio evaporazione [°C]	-3	-3	-3
Temperatura fine evaporazione [°C]	-7	-7	-7
Temperatura media [°C]	-5	-5	-5
Lunghezza totale IGSHPA SL [m]	582.57	476.67	367.42
Lunghezza totale IGSHPA DX [m]	551.05	450.87	347.54
Scarto ($L_{N-SL} - L_{N-DX}$)	31.52	25.8	19.88
Scostamento percentuale rispetto L_{N-SL} (%)	5.4	5.4	5.4

Nel caso sopra considerato però i due sistemi lavoravano entrambi ad una temperatura di evaporazione di -5 °C . Il vero vantaggio del sistema DX è di eliminare uno scambiatore di calore nell'interfacciamento con la pompa di calore. Considerando quindi che il sistema SL lavori ancora a temperatura media di riscaldamento di -5 °C , significa che con un ΔT minimo di 5 °C allo scambiatore della pompa di calore il fluido frigorifero di ciclo che riceve il calore dal fluido acqua-glicole dovrà essere almeno a una temperatura media di evaporazione di -10 °C . Nel sistema DX come detto questo scambio intermedio non c'è poiché il fluido frigorifero va direttamente ad evaporare nello scambiatore a terreno; consideriamo allora per questo sistema una temperatura media di evaporazione di -10 °C paritaria alla precedente e riproponiamo il confronto tra i due sistemi sempre entrambi calcolati con metodo IGSHPA. Si vede subito che le lunghezze per il sistema DX sono notevolmente diminuite rispetto al caso precedente proprio grazie alla diversa possibilità di utilizzo di questo sistema che permette considerevoli risparmi di tubazione rispetto al caso SL. Inoltre si può notare come in questo caso varino anche gli scarti tra i tre casi a diversa profondità. Prima infatti avendo la stessa temperatura media, l'unica variabile era la resistenza termica della tubazione, ora invece questa si combina con la diversa differenza di temperatura che si ha con il terreno nei due casi. Dagli scarti si nota come il sistema DX sia ancor più vantaggioso del sistema SL proprio alle minori profondità di posa, poiché avendo una temperatura media di lavoro nello scambiatore a terreno minore, realizza un miglior ΔT di scambio termico con il terreno proprio alle profondità minori più critiche che hanno temperature inferiori poiché più influenzate dalle condizioni climatiche esterne. Questo è il reale vantaggio di questi sistemi rispetto a quelli a circuito secondario.

Tabella 4.7.4 Valori output considerando $F_h = 1$, $P_m = 1$, $S_m = 1$, $\lambda_g = 1,73$ W/(m K) , confronto tra IGSHPA che calcola sistema DX a temperatura media evaporazione -10 °C e IGSHPA che calcola sistema SL a $T_{media} = -5$ °C

Profondità di posa [m]	0.8	1.2	2
Temperatura terreno [°C]	1.49	2.93	5.29
Temperatura inizio evaporazione DX [°C]	-8	-8	-8
Temperatura fine evaporazione DX [°C]	-12	-12	-12
Temperatura media evaporazione DX [°C]	-10	-10	-10
Temperatura ingresso scambiatore SL [°C]	-7	-7	-7
Temperatura uscita scambiatore SL [°C]	-3	-3	-3
Temperatura media SL [°C]	-5	-5	-5
Lunghezza totale IGSHPA SL [m]	582.57	476.67	367.42
Lunghezza totale IGSHPA DX [m]	311.22	276.52	233.84
Scarto ($L_{N-SL} - L_{N-DX}$)	271.35	200.15	133.58
Scostamento percentuale rispetto L_{N-SL} (%)	46.6	42	36.4

Le stesse prove con le stesse condizioni, sia a parità di temperatura media sia tenendo conto dell'effettivo vantaggio del sistema DX di operare a temperatura media minore, sono poi state realizzate tenendo conto anche del fattore di carico F_h che, come già visto per le condizioni di carico considerate è pari a 0,30 per il mese di progetto, e del fattore d'interferenza fra trincee S_m considerando il caso con 3 trincee e quindi $S_m = 1.18$. Valgono ancora le stesse considerazioni fatte in precedenza, ovviamente ora le lunghezze sono di molto diminuite come già si era visto in altre prove, inoltre si può osservare che, come conseguenza gli scarti percentuali sono invece molto aumentati evidenziando ancor più la convenienza del sistema DX che praticamente utilizza una lunghezza di scambiatore molto prossima alla metà rispetto al sistema SL.

Tabella 4.7.5 Valori L totale considerando F_h reale del sistema, $P_m = 1$, $S_m = 1.18$, $\lambda_g = 1,73$ W/(m K) , confronto tra IGSHPA che calcola sistema DX e IGSHPA che calcola sistema SL a parità $T_{media} = -5$ °C

Profondità di posa [m]	0.8	1.2	2
Temperatura terreno [°C]	1.49	2.93	5.29
Temperatura inizio evaporazione [°C]	-3	-3	-3
Temperatura fine evaporazione [°C]	-7	-7	-7
Temperatura media [°C]	-5	-5	-5
Lunghezza totale IGSHPA SL [m]	266.77	218.33	168.26
Lunghezza totale IGSHPA DX [m]	235.26	192.54	148.38
Scarto ($L_{N-SL} - L_{N-DX}$)	31.51	25.79	19.88
Scostamento percentuale rispetto L_{N-SL} (%)	11.8	11.8	11.8

Tabella 4.7.6 Valori L totale considerando F_h reale del sistema , $P_m = 1$, $S_m = 1.18$, $\lambda_g = 1.73$ W/(m K) , confronto tra IGSHPA che calcola sistema DX a temperatura media evaporazione -10 °C e IGSHPA che calcola sistema SL a $T_{media} = -5$ °C

Profondità di posa [m]	0.8	1.2	2
Temperatura terreno [°C]	1.49	2.93	5.29
Temperatura inizio evaporazione DX [°C]	-8	-8	-8
Temperatura fine evaporazione DX [°C]	-12	-12	-12
Temperatura media evaporazione DX [°C]	-10	-10	-10
Temperatura ingresso scambiatore SL [°C]	-7	-7	-7
Temperatura uscita scambiatore SL [°C]	-3	-3	-3
Temperatura media SL [°C]	-5	-5	-5
Lunghezza totale IGSHPA SL [m]	266.77	218.33	168.26
Lunghezza totale IGSHPA DX [m]	132.89	118.09	99.86
Scarto ($L_{N-SL} - L_{N-DX}$)	133.88	100.24	68.4
Scostamento percentuale rispetto L_{N-SL} (%)	50.1	45.9	40.7

Quanto appena descritto si vede in modo intuitivo anche nell'istogramma di Figura 4.3.1 seguente dove sono confrontate in modo trasversale le ultime quattro prove eseguite.

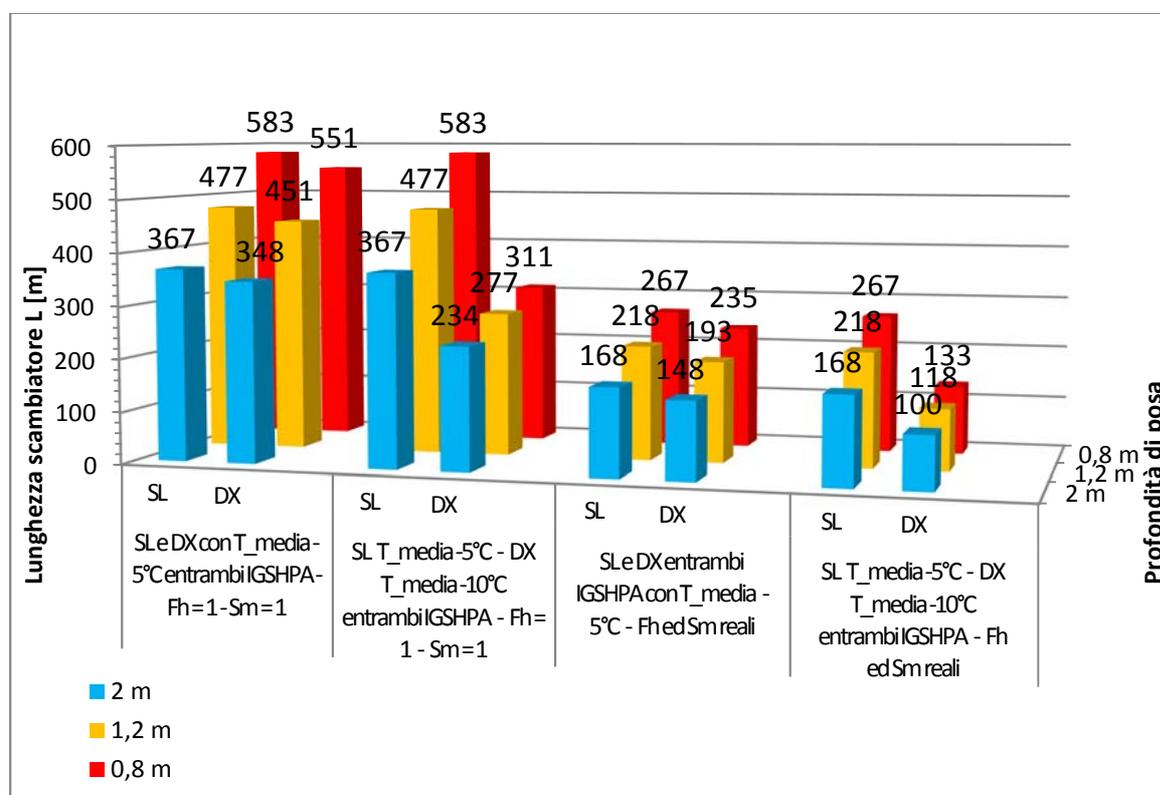


Figura 4.7.1 Iistogramma riassuntivo delle lunghezze di dimensionamento ottenute con metodo IGSHPA per sistemi SL e DX. Le lunghezze ed i relativi scarti sono riportati in ordine in Tabella 4.3.3, Tabella 4.3.4, Tabella 4.3.5, Tabella 4.3.6 esposte in precedenza

Con quest'ultimo dimensionamento riportato in Tabella 4.3.6, realizzato partendo dalla richiesta termica di progetto e da COP di progetto della macchina per ottenere la lunghezza necessaria di scambiatore, si esegue una verifica inversa per mostrare sotto un altro punto di vista la convenienza del sistema ad espansione diretta. Considerando ora le lunghezze determinate come dato di partenza, si calcolano le prestazioni medie stagionali della macchina in regime di riscaldamento, utilizzando il metodo riportato nelle normative di riferimento. Invertendo la formula del metodo IGSHPA (formula (4.1)) per ottenere la differenza di temperatura di lavoro tra terreno e media interna allo scambiatore come output, si utilizzano per le resistenze termiche gli stessi dati utilizzati finora e per la lunghezza quella determinata di progetto. La potenza termica lato terreno in ciascun mese considerato si ricava secondo Norma UNI 11466:2012 [20] dalla formula:

$$\dot{Q}_{g,h_i} = \frac{Q_{h,hp,out_i}}{Q_{h,hp,out_D}} \cdot \dot{Q}_{g,h_D} \quad (4.15)$$

Dove:

- \dot{Q}_{g,h_i} potenza termica lato terreno nel mese *i*-esimo [W]
- Q_{h,hp,out_i} fabbisogno di energia termica del mese *i*-esimo in riscaldamento [Wh]
- Q_{h,hp,out_D} fabbisogno di energia termica del mese di progetto in riscaldamento [Wh]
- \dot{Q}_{g,h_D} potenza termica di progetto lato terreno in riscaldamento [W]

Tramite l'utilizzo della temperatura media mensile del terreno alla profondità considerata, ricavata come media delle temperature dei vari giorni del mese, ottenute con la formula di Kusuda sempre partendo dai dati Clino come già spiegato, si ricava la temperatura media mensile del fluido interno allo scambiatore di calore a terreno. Per il sistema SL tale temperatura è quella del fluido acqua e glicole, a cui quindi andranno tolti ulteriori 5 °C, per ottenere la temperatura di evaporazione del circuito interno alla PdC. Per il sistema DX invece tale temperatura è direttamente la temperatura di evaporazione del fluido di ciclo. Da questi valori si calcola il COP medio mensile a pieno carico di ciascun mese secondo le formule della Norma UNI 11300-4:2012 [21] di seguito riportate.

$$COP_{th} = (\theta_c + 273.15) / (\theta_c - \theta_{f\text{ Prog}}) \quad (4.16)$$

$$\eta_{II} = COP_{PROG} / COP_{th} \quad (4.17)$$

$$COP_{DCi} = \eta_{II} \cdot (\theta_c + 273.15) / (\theta_c - \theta_{fi}) \quad (4.18)$$

Come si vede, si calcola inizialmente un COP_{th} teorico dai dati di progetto con le temperature di condensazione e di evaporazione, dove la temperatura di condensazione è stata considerata di 35 °C. Attraverso l'uso del COP di progetto della macchina, si calcola un rendimento di secondo principio con cui poi sono calcolati i COP a pieno carico di ciascun mese con la relativa temperatura di evaporazione ϑ_{fi} calcolata come sopra indicato e la temperatura di condensazione mantenuta costante al valore 35 °C. Successivamente come indicato nella normativa UNI EN 14825:2012 [22] si calcola per ogni mese il COP_R a carico ridotto, correggendo il precedente a pieno carico tramite il fattore di carico CR di ciascun mese e un fattore correttivo Cc.

$$COP_{Ri} = COP_{DCi} \cdot \frac{CR}{Cc \times CR + (1 - Cc)} \quad (4.19)$$

Infine si ricava il COP_{ms} medio stagionale come media pesata dei valori mensili, ancora secondo normativa UNI 11466:2012.

$$COP_{ms} = \frac{\sum_{i=1}^{12} Q_{h, hp, out_i}}{\sum_{i=1}^{12} \left(\frac{Q_{h, hp, out_i}}{COP_i} \right)} \quad (4.20)$$

Con questo metodo, dalle lunghezze di scambiatore e alle diverse profondità considerate, si sono ottenuti i coefficienti di prestazione medi stagionali per entrambi i sistemi, considerando il solo funzionamento in riscaldamento. In entrambi i casi i COP sono stati calcolati con riferimento alle temperature di condensazione e di evaporazione del fluido di ciclo della macchina. La temperatura media di condensazione considerata fissa per entrambi i sistemi ed alle varie profondità, la temperatura di evaporazione del fluido pari a -10 °C. Tale temperatura è quella media interna agli scambiatori nel caso DX mentre è ottenuta nel caso SL dalla temperatura media di riscaldamento del circuito acqua e glicole a cui si tolgono 5 °C per lo scambio termico intermedio. Tale procedura è stata applicata anche ai singoli COP mensili per considerare sempre la T media di evaporazione riferita al fluido di ciclo ed avere quindi un confronto omogeneo tra i due sistemi.

Tabella 4.7.7 Dati di progetto in riscaldamento e lunghezze di scambiatore a terreno ottenute con metodo IGSHPA e relativi COP medio stagionale per i due sistemi

Profondità di posa [m]	0.8	1.2	2
Temperatura terreno [°C]	1.49	2.93	5.29
T media condensazione [°C]	35	35	35
T media di progetto evaporazione DX [°C]	-10	-10	-10
T media di progetto riscaldamento SL [°C]	-5	-5	-5
T media di progetto evaporazione fluido SL [°C]	-10	-10	-10
Lunghezza totale IGSHPA SL [m]	267	218	168
Lunghezza totale IGSHPA DX [m]	133	118	100
COP _{ms} sistema SL	3.15	3.18	3.24
COP _{ms} sistema DX	3.27	3.31	3.37

Come si vede i due COP sono sullo stesso ordine di grandezza, differiscono di poco ma in ogni caso il sistema ad espansione diretta ha già COP leggermente maggiore, il che è già un vantaggio. Per come è stato impostato il confronto, ottenere COP molto simili a parità di condizioni, significa che effettivamente le due macchine nel tempo prelevano dal terreno la stessa quantità di energia nel loro funzionamento, essendo tale energia legata a quella da cedere in ambiente. Come si vede però il sistema ad espansione diretta ha il grosso vantaggio di farlo con una lunghezza di scambiatore a terreno che è quasi la metà rispetto al sistema tradizionale a circuito secondario. Ciò si traduce in un risparmio notevole di materiale e soprattutto di superficie di terreno occupata dallo scambiatore, cosa non di poco conto considerato che per sistemi di questo tipo, l'area occupata dallo scambiatore deve essere libera da vegetazione con radici profonde per non compromettere le tubazioni ma allo stesso tempo anche libera da costruzioni o ostruzioni verso l'esterno per assicurare la rigenerazione del suolo tramite l'apporto estivo della radiazione solare. Le cose migliorano se il sistema viene utilizzato anche per il raffrescamento estivo ma comunque tali limitazioni vanno rispettate. Oltre a questo vantaggio, avere minor scambiatore si traduce in un notevole minor costo di installazione per l'utente finale, non solo in termini di tubazione ma principalmente di scavo per posa dello scambiatore. Per una valutazione di questo tipo, si è calcolato il volume di terreno da scavare considerando le rispettive profondità, lunghezze ed un passo di posa di 1.52 m usato per il dimensionamento secondo la tabella del metodo IGSHPA che fornisce i valori di S_m di interferenza tra trincee.

Tabella 4.7.8 Costi di sbancamento per sistema SL e DX secondo le lunghezze necessarie di scambiatore precedentemente determinate a diverse profondità di posa

Sistema	SL	DX	SL	DX	SL	DX
Profondità di posa [m]	0.8		1.2		2	
Passo di posa [m]	1.52		1.52		1.52	
Lunghezza totale da IGSHPA [m]	267	133	218	118	168	100
Volume da sbancare [m ³]	325	162	398	215	511	304
Costo sbancamento [€/m ³]	7.88		7.88		7.88	
Costo sbancamento totale [€]	2561	1276	3136	1694	4027	2396
Scarto tra costo SL e DX [%]	50		46		41	

Tramite il software Primus-DCF e l'utilizzo del Prezzario regionale veneto (anno 2011) [23] si sono calcolati i costi di sbancamento considerando il caso G.01.02.00 del prezzario relativo a scavo a sezione aperta per sbancamento con palleggiamento del materiale in loco, comprensivo di rimozione radici e simili e del rispetto di opere eventuali già presenti e comprensivo dei costi di realizzazione e segnalazione del cantiere. Con questa categoria il costo indicato è di 7.88 €/m³. Come si vede dai costi ottenuti, ovviamente riflettono le percentuali di scarto delle lunghezze di tubazione, per cui il sistema ad espansione diretta è evidentemente vantaggioso, consentendo costi di sbancamento quasi dimezzati rispetto al sistema a circuito secondario. Tali percentuali diminuiscono leggermente se si considera anche il costo della tubazione che per il sistema DX è in rame, ma rimanendo sempre su valori minimi del 30% in meno. Con la profondità i costi aumentano per il maggior volume di terreno ma come visto sopra migliorano le prestazioni del sistema in entrambi i casi ma proporzionalmente di più per il sistema DX.

Conclusioni

Nel presente lavoro si è realizzata un'analisi stazionaria dello scambio termico in evaporazione per scambiatori a terreno orizzontali di sistemi ad espansione diretta, attraverso una procedura numerica realizzata in Excel secondo il modello cilindrico delle resistenze termiche. Una prima analisi valuta il coefficiente di scambio termico convettivo in evaporazione al variare del titolo, e le perdite di carico e conseguenti cadute di temperatura nel processo. Da tale analisi si è riscontrato che il modello Heat-Atlas tende a stimare un coefficiente maggiore nella parte iniziale del processo a bassi titoli, mentre si ha un buon accordo tra il modello di Shah e di Chen per il coefficiente convettivo con trascurabile componente in ebollizione nucleata. Entrambi mostrano un massimo del coefficiente per valori di titolo intorno allo 0,8 ed i valori medi del coefficiente di scambio termico sono sempre abbastanza elevati, sull'ordine dei 1500 W/(m² K) o superiori, il che porterà ad una resistenza termica, nel modello totale, di almeno un ordine di grandezza inferiore rispetto a quella del terreno. Le perdite di carico e le conseguenti cadute di temperatura non sono trascurabili, tanto più se si lavora con portate elevate, ed è bene quindi tenerne conto per i sistemi ad espansione diretta in cui l'evaporazione avviene direttamente all'interno dello scambiatore. Questi comportamenti sono sostanzialmente analoghi per tutti i tre fluidi esaminati (R134A, R410A e R407C) con l'R134A che mostra maggiori difficoltà ad elevate portate, con perdite di carico maggiori anche a causa delle diverse caratteristiche termodinamiche del fluido stesso. L'analisi successiva eseguita con R410A, vuole da un lato verificare l'incidenza sullo scambio termico dei vari parametri del modello e delle condizioni operative dello scambiatore a terreno, dall'altro realizzare anche un parallelo con il metodo IGSHA per sistemi tradizionali a circuito secondario, utilizzandolo per sistemi ad espansione diretta e confrontando le lunghezze ottenute con quelle della procedura stazionaria. Da tali confronti si vede che i parametri dominanti nello scambio termico sono quelli relativi al terreno ed in particolare la sua conducibilità termica e la profondità di posa. All'aumentare di entrambi questi valori le lunghezze di scambiatore diminuiscono. Un altro parametro molto importante è la temperatura d'inizio evaporazione che risulta favorevole se minore, soprattutto in casi di posa a bassa profondità. La configurazione ottimale si avrebbe con un'elevata conducibilità termica del terreno, una profondità di posa non inferiore ad 1.2 – 1.5 m ed una temperatura di inizio evaporazione inferiore a 0 °C, compatibilmente poi con le prestazioni della pompa di calore. Viceversa il titolo d'inizio evaporazione non è un parametro molto incidente sulla lunghezza finale dello scambiatore. In tutti i casi di confronto tra metodo IGSHA e procedura stazionaria con fattore di carico unitario e senza considerare l'interferenza

termica tra tubazioni, lo scarto nei risultati delle lunghezze di scambiatore non supera mai il 15% e sempre con metodo stazionario che determina una lunghezza inferiore rispetto al metodo IGSHPA. Il valore di resistenza termica del terreno quasi-stazionario dato da tabulazioni su IGSHPA ha comunque un ruolo importante nella stima, tant'è che sostituito nel metodo realizzato, porta a stimare lunghezze di scambiatore maggiori rispetto al metodo IGSHPA stesso. Altro fattore da non sottovalutare e che non viene considerato nell'elaborazione stazionaria è il fattore di interferenza termica fra trincee che aumenta la lunghezza di scambiatore di valori compresi tra il 10 e il 20 % rispetto al caso senza interferenza. Anche in questi casi di comparazione comunque lo scostamento tra i due metodi è sempre sul 15% con punte del 18-20% solo nei casi dove si utilizzano pochi circuiti, con maggiori portate e quindi le perdite di carico incidono molto di più nel processo. Infine dal confronto tra sistema tradizionale a circuito secondario e sistema ad espansione diretta, si vede chiaramente la convenienza di quest'ultimo, che a parità di prestazioni della pompa di calore e di energia scambiata con il terreno, utilizza una lunghezza di scambiatore a terreno tra il 40% e il 50 % inferiore, con conseguente risparmio in termini economici di installazione per quanto riguarda lo scavo di posa; per un'analisi economica approfondita bisognerebbe tener conto poi degli effetti del tempo sui materiali e conseguenti costi di manutenzione non considerati in questo elaborato.

Appendice A

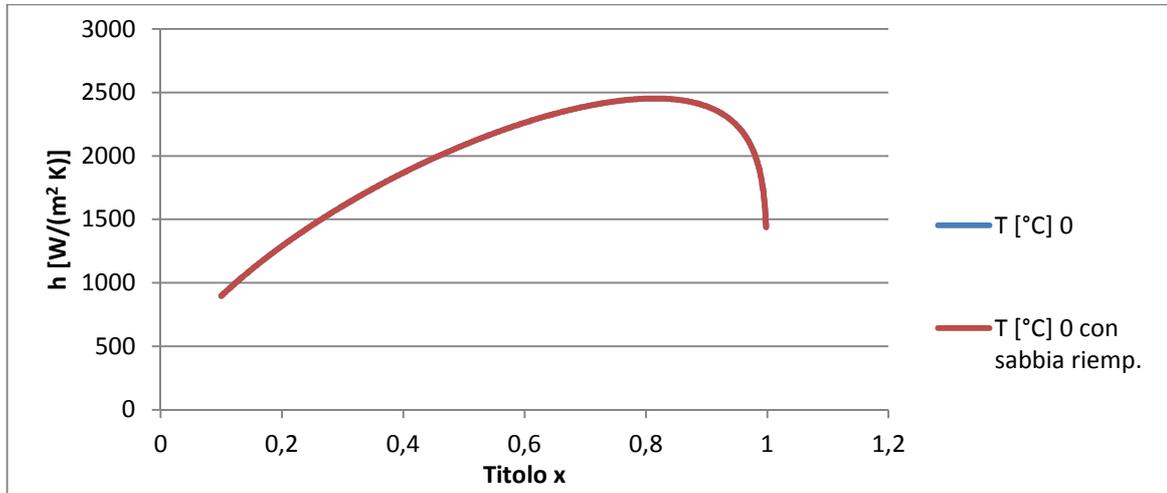


Figura A.1 Coefficiente di scambio h [W/(m² K)] con Chen, R134A con e senza letto di posa in sabbia

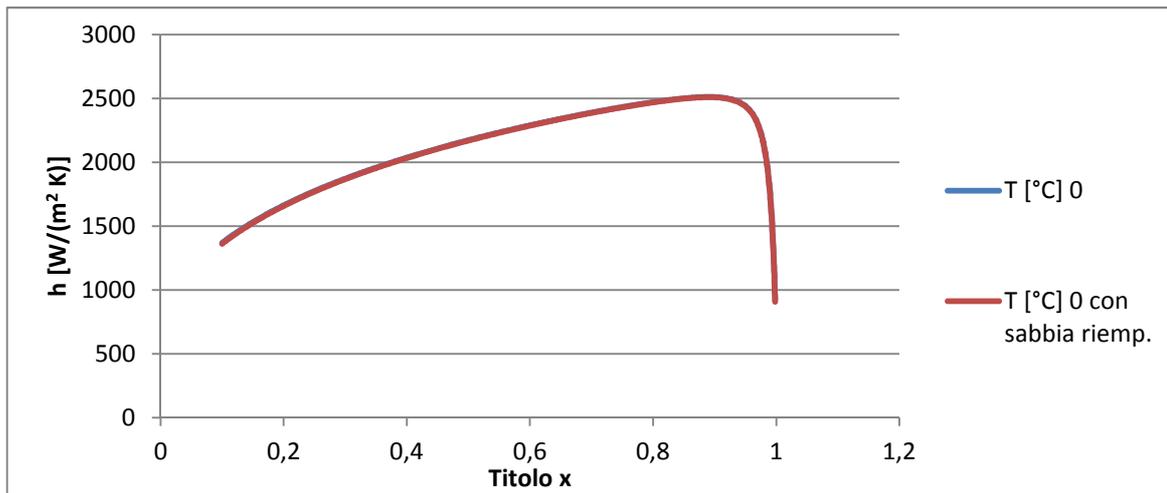


Figura A.2 Coefficiente di scambio h [W/(m² K)] con Heat-Atlas, R134A con e senza letto di posa in sabbia

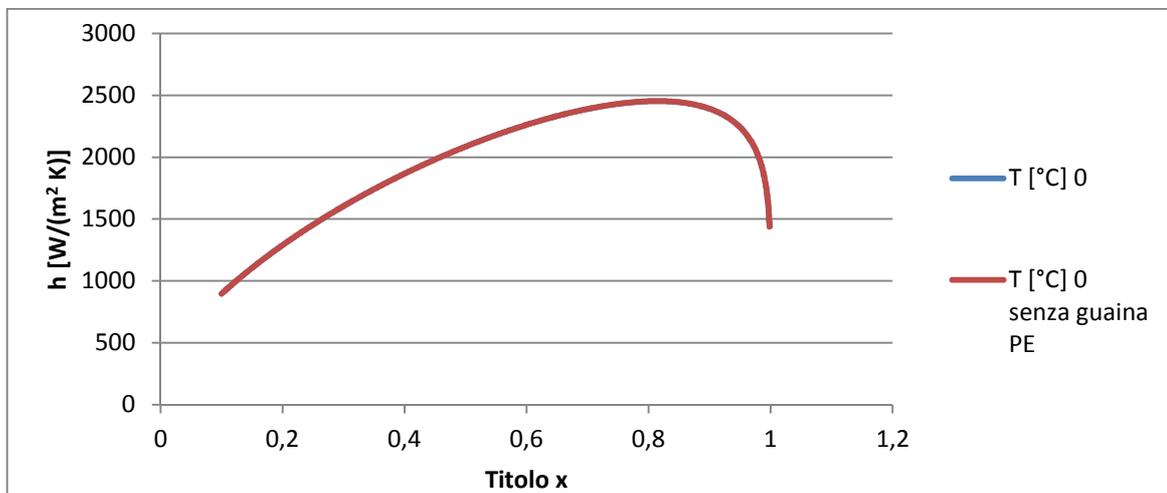


Figura A.3 Coefficiente di scambio h [W/(m² K)], Chen per R134A con e senza guaina PE

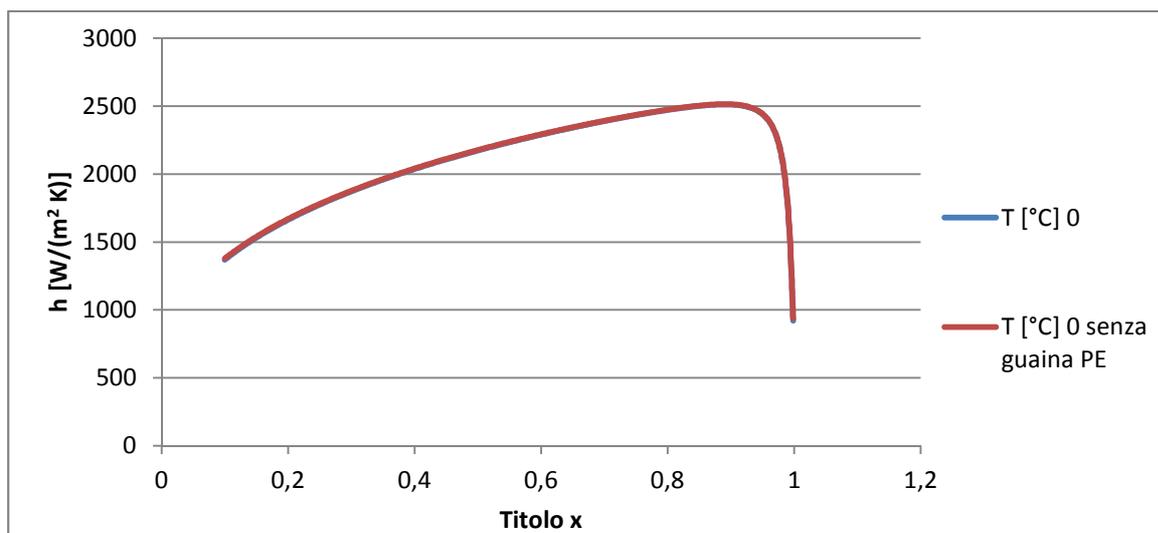


Figura A.4 Coefficiente di scambio h [$\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$], Heat-Atlas per R134A con e senza guaina PE

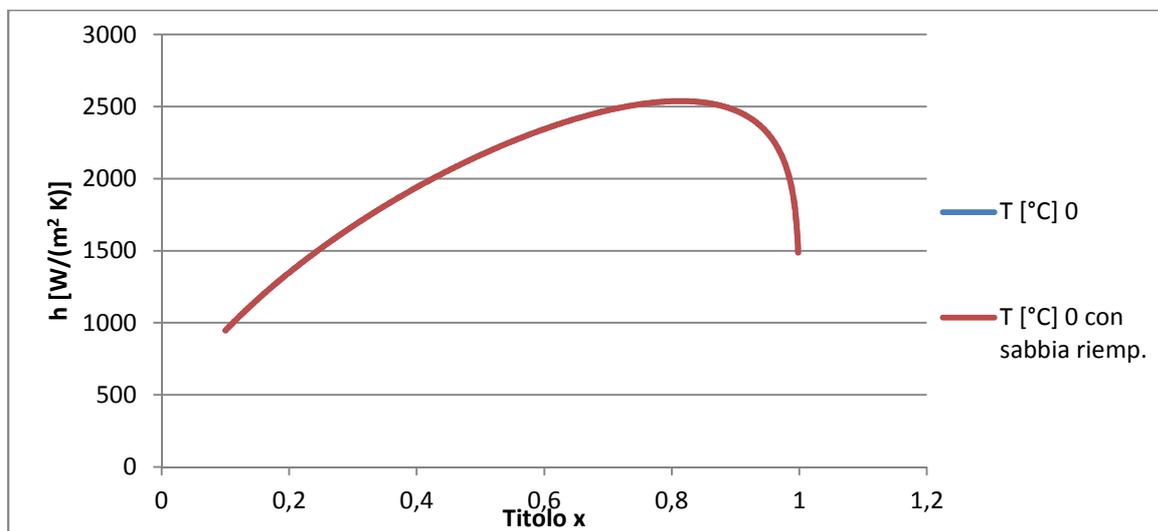


Figura A.5 Coefficiente di scambio h [$\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$] con Chen per R407C con e senza letto di posa in sabbia

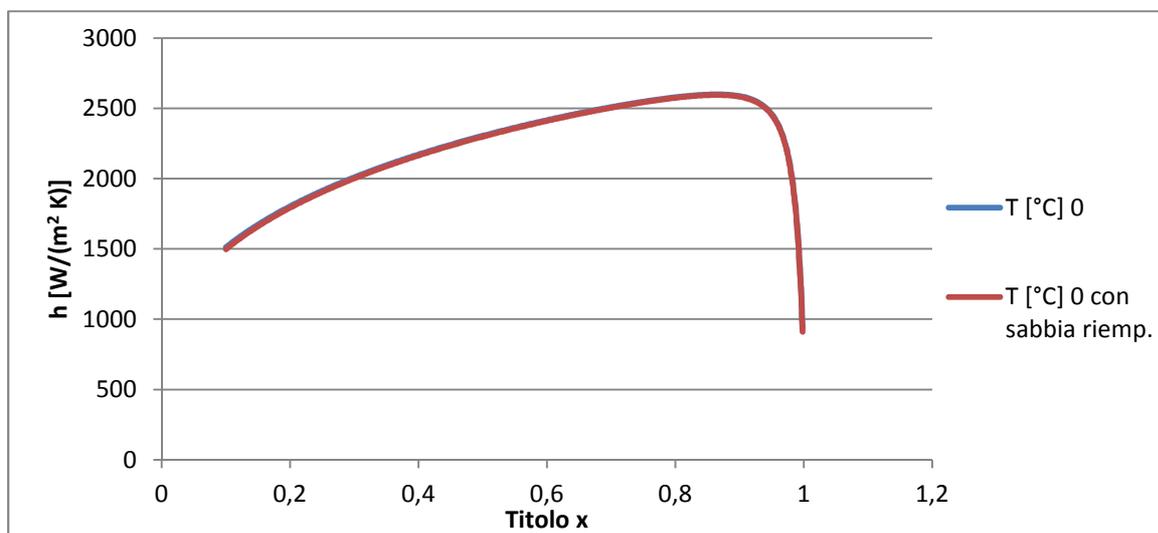


Figura A.6 Coefficiente di scambio h [$\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$], Heat-Atlas per R407C con e senza letto di posa in sabbia

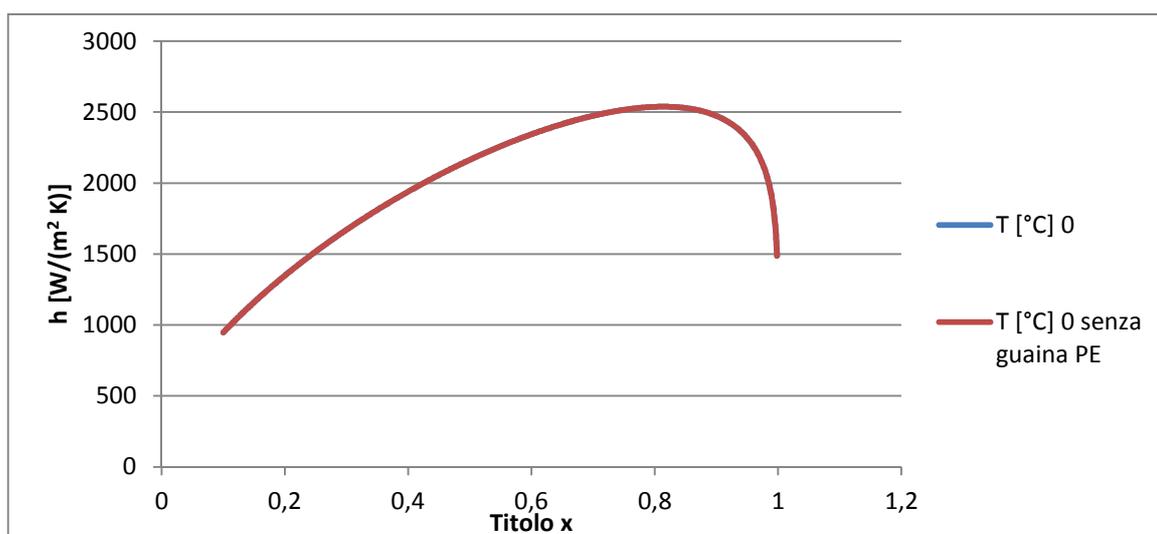


Figura A.7 Coefficiente di scambio h [W/(m² K)] con Chen per R407C con e senza guaina PE

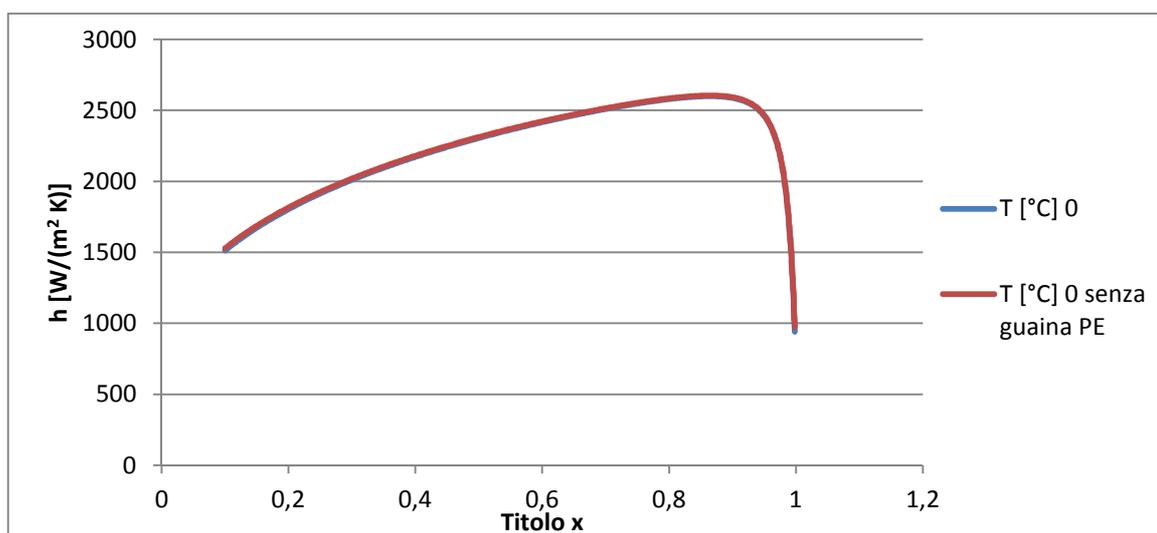


Figura A.8 Coefficiente di scambio h [W/(m² K)] con Heat-Atlas per R407C con e senza guaina PE

Tabella A.1 Valori medi di h funzione di T , secondo i modelli analizzati, fluido R407C

T [°C]	h Shah [W / (m² K)]	h Chen [W / (m² K)]	h Heat-Atlas [W / (m² K)]
-15	2618	2374	2604
-10	2452	2257	2477
-5	2302	2150	2357
0	2165	2053	2240
5	2041	1963	2128
10	1928	1881	2023

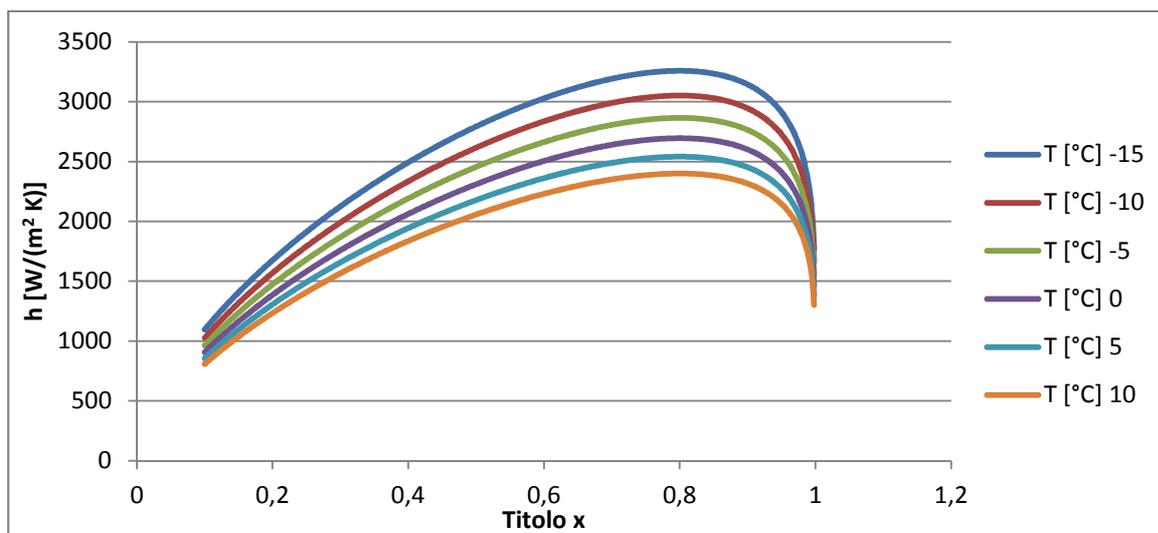


Figura A.9 Modello Shah, fluido R407C, variazione di h con temperatura evaporazione

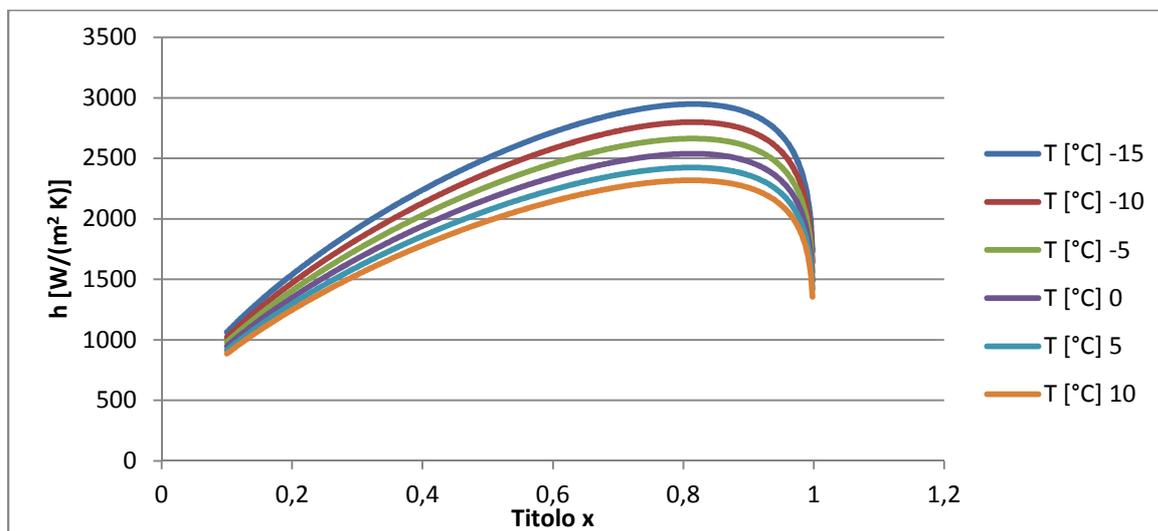


Figura A.10 Modello Chen, fluido R407C, variazione di h con temperatura evaporazione

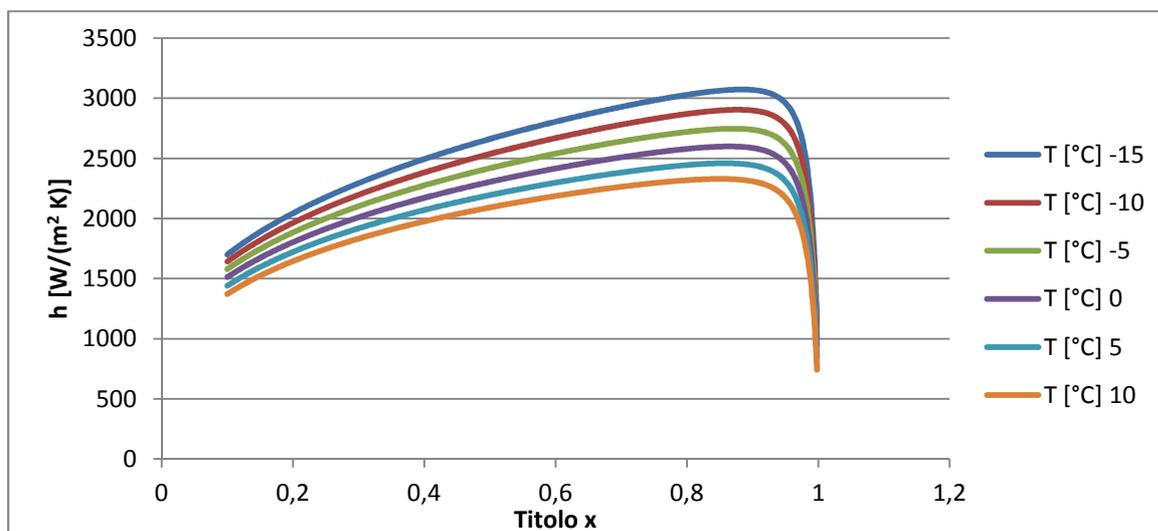


Figura A.11 Modello Heat-Atlas, fluido R407C, variazione di h con temperatura evaporazione

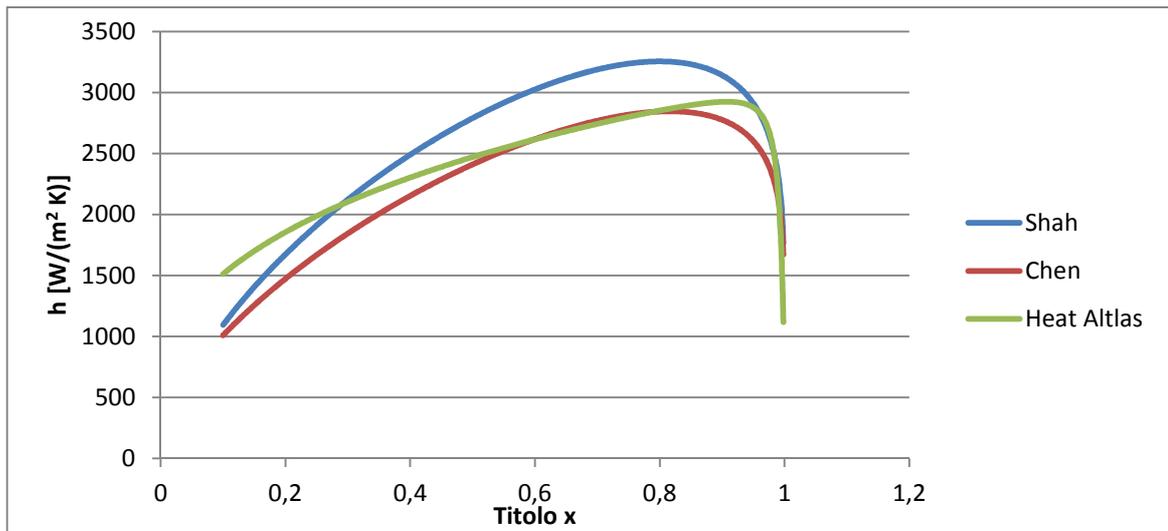


Figura A.12 Confronto tra i modelli di stima coefficiente scambio termico; R134A, T evaporazione -15 °C

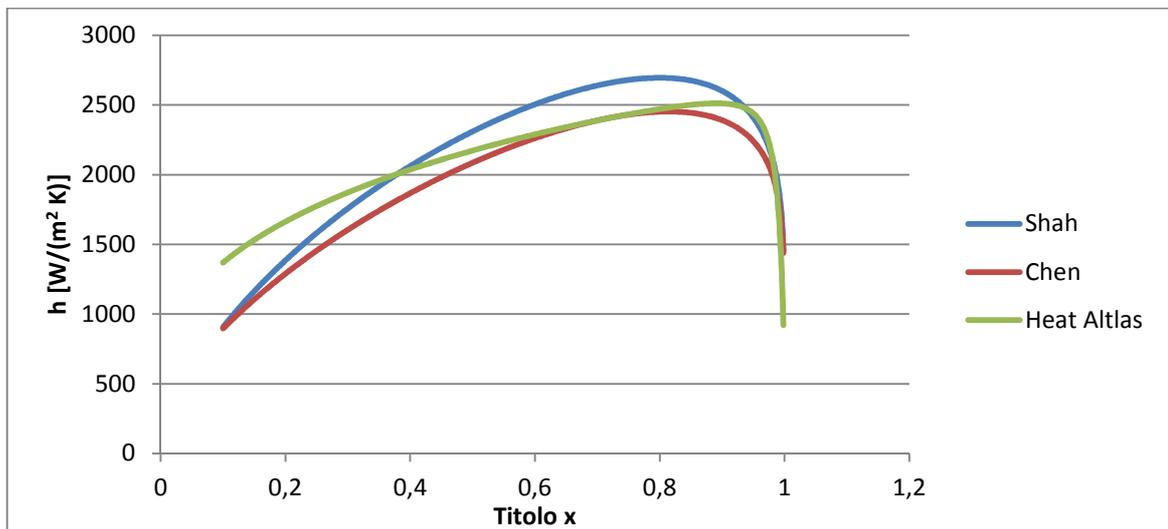


Figura A.13 Confronto tra i modelli di stima coefficiente scambio termico; R134A, T evaporazione 0 °C

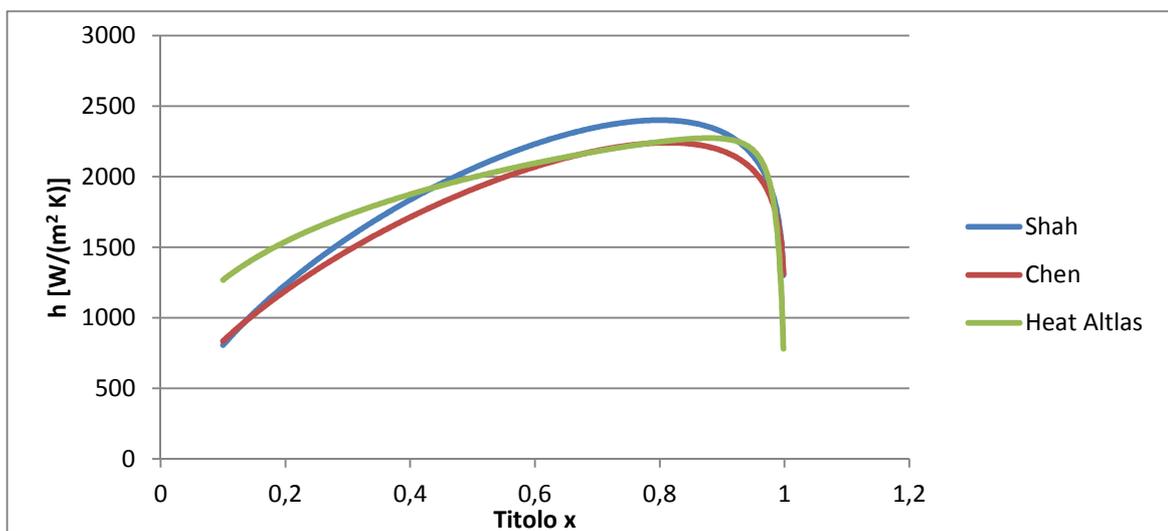


Figura A.14 Confronto tra i modelli di stima coefficiente scambio termico; R134A, T evaporazione 10 °C

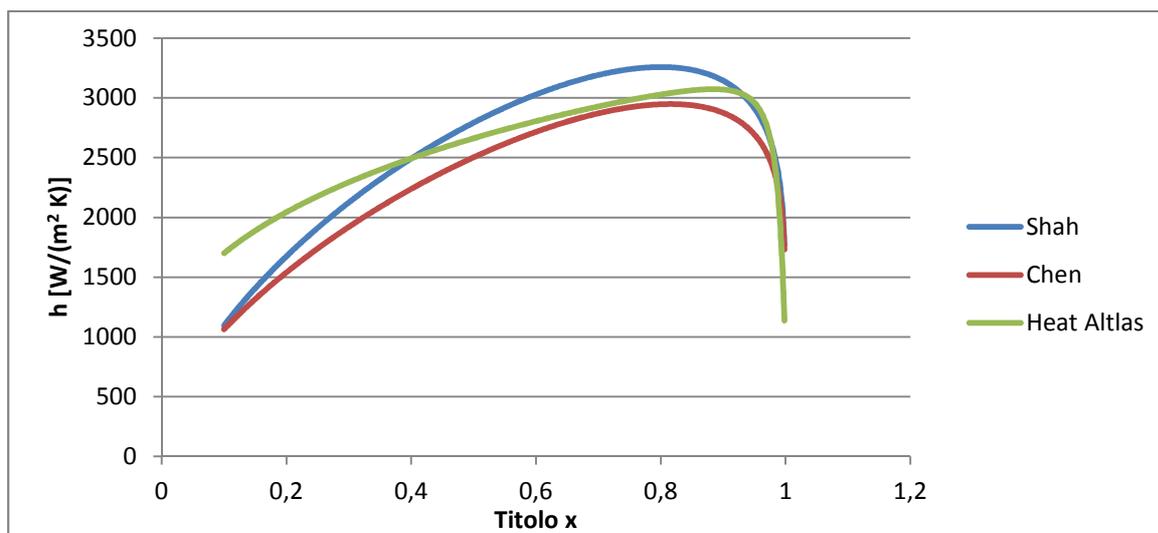


Figura A.15 Confronto tra i modelli di stima coefficiente scambio termico; R407C, T evaporazione -15°C

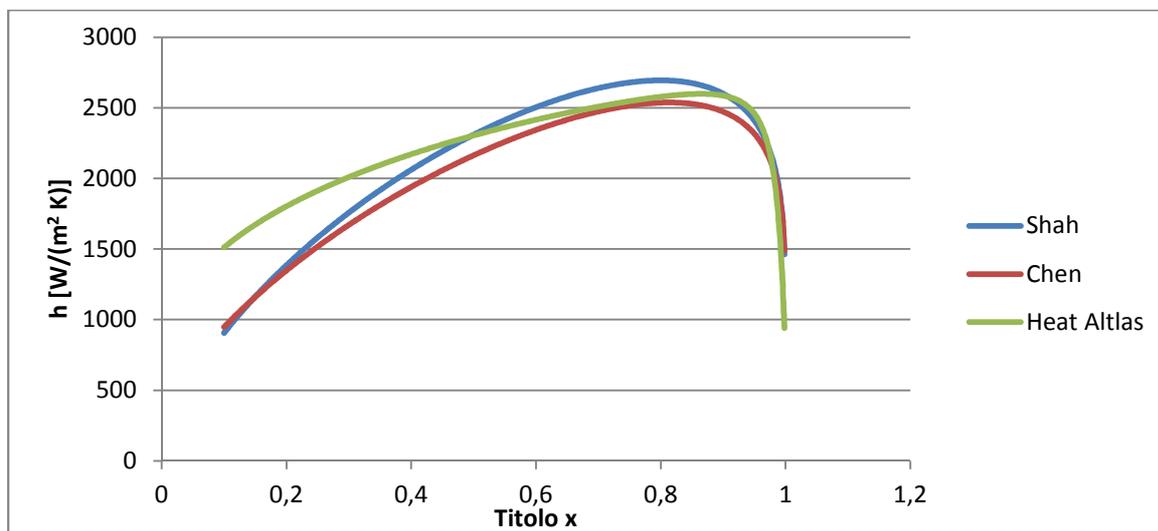


Figura A.16 Confronto tra i modelli di stima coefficiente scambio termico; R407C, T evaporazione 0°C

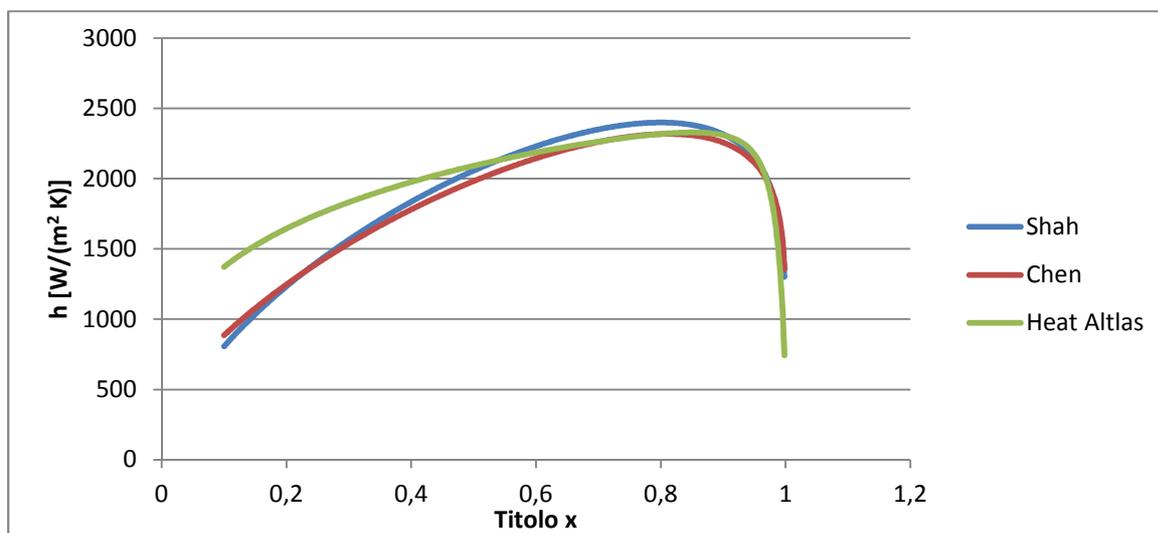


Figura A.17 Confronto tra i modelli di stima coefficiente scambio termico; R407C, T evaporazione 10°C

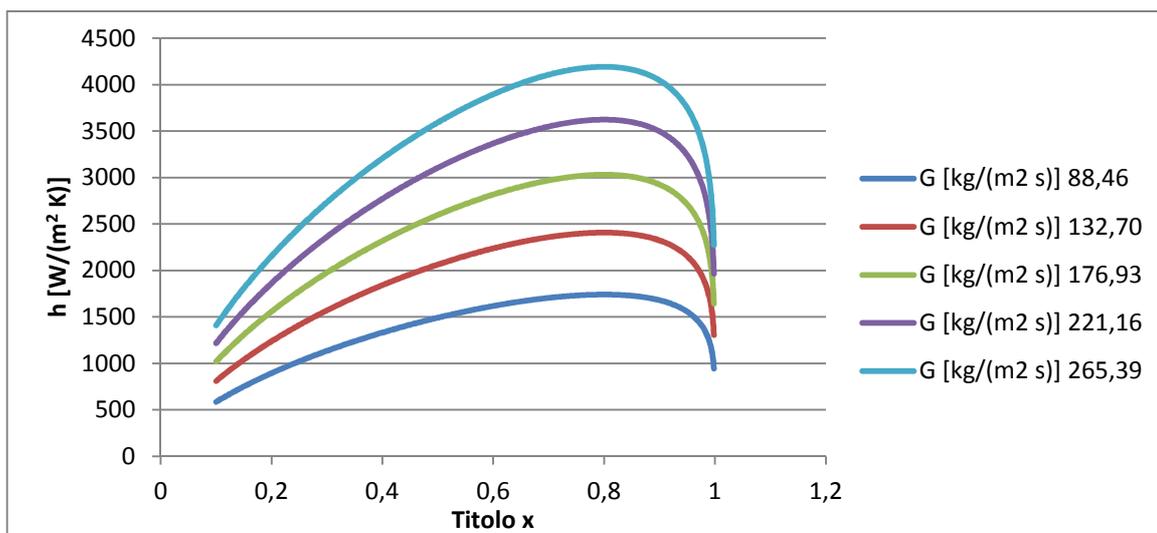


Figura A.18 Variazione di h con la portata, T evaporazione $0\text{ }^\circ\text{C}$, fluido R134A, modello di Shah

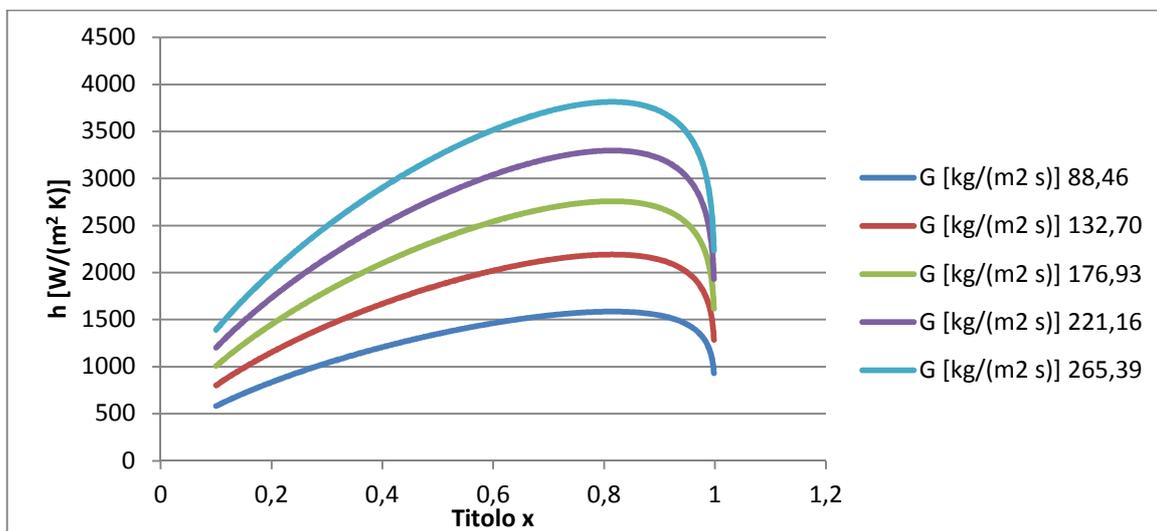


Figura A.19 Variazione di h con la portata, T evaporazione $0\text{ }^\circ\text{C}$, fluido R134A, modello di Chen

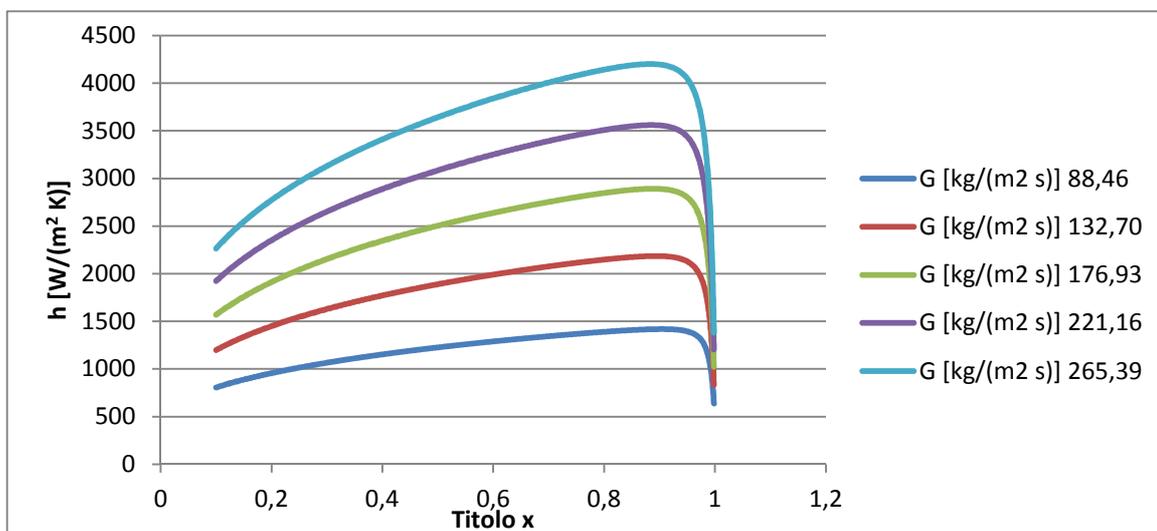


Figura A.20 Variazione di h con la portata, T evaporazione $0\text{ }^\circ\text{C}$, fluido R134A, modello Heat-Atlas

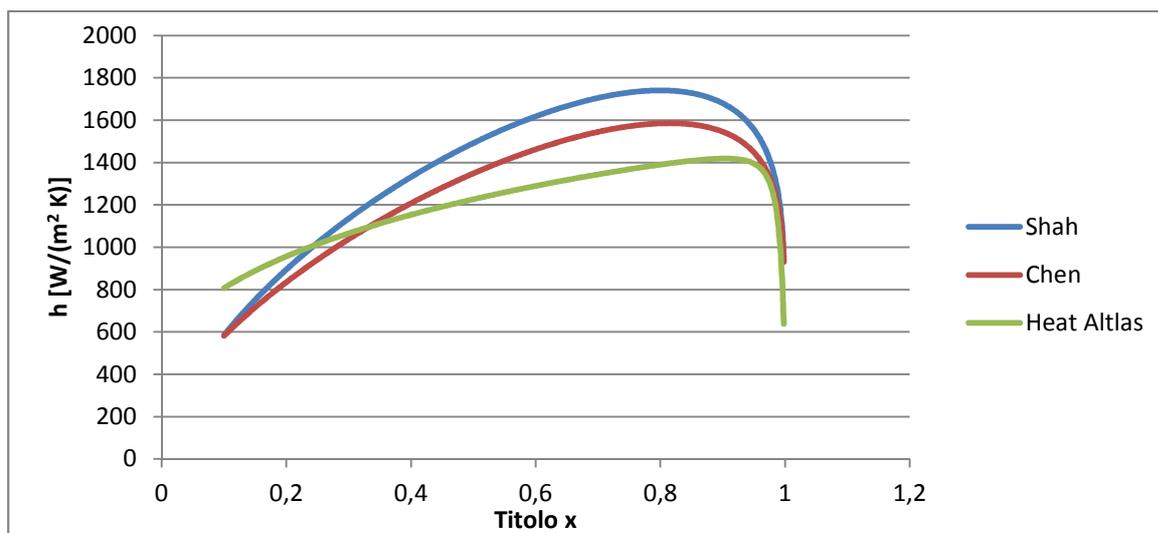


Figura A.21 Confronto modelli per stima h ; T evap. 0°C , fluido R134A, portata specifica $88,46 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$

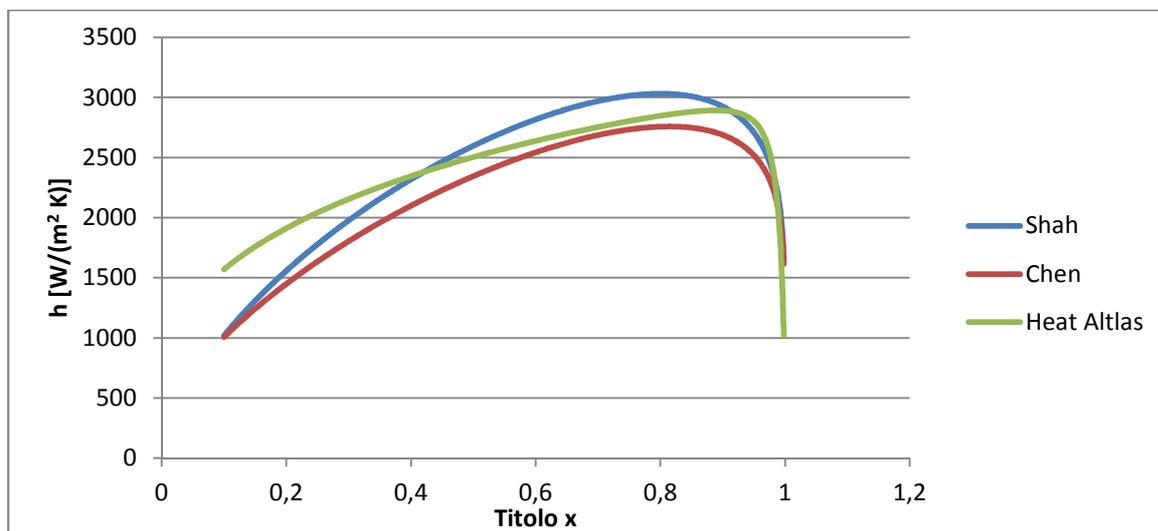


Figura A.22 Confronto modelli per stima h ; T evap. 0°C , fluido R134A, portata specifica $176,93 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$

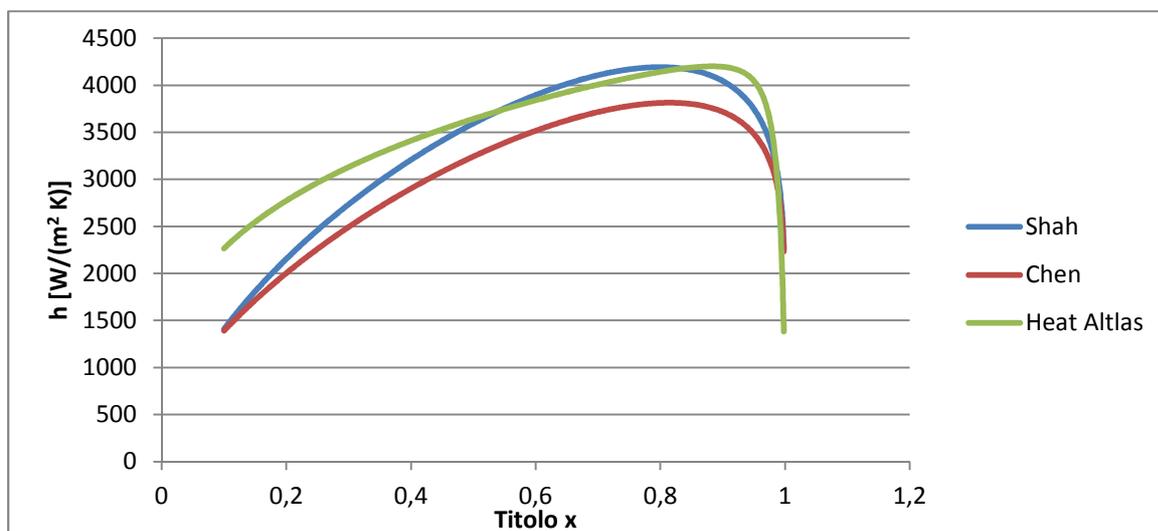


Figura A.23 Confronto modelli per stima h ; T evap. 0°C , fluido R134A, portata specifica $265,39 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$

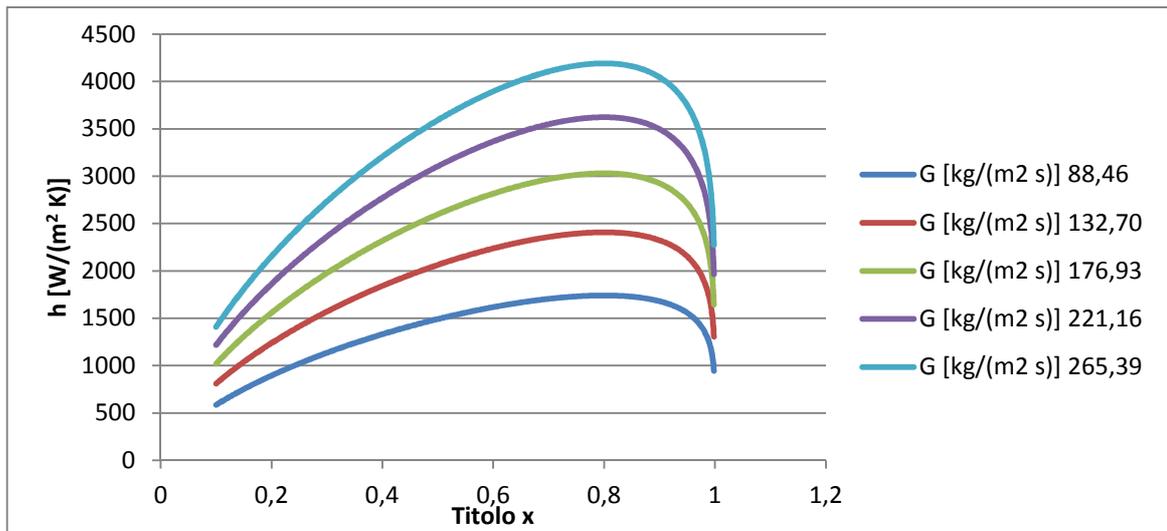


Figura A.24 Variazione di h con la portata, T evaporazione 0 °C, fluido R407C, modello di Shah

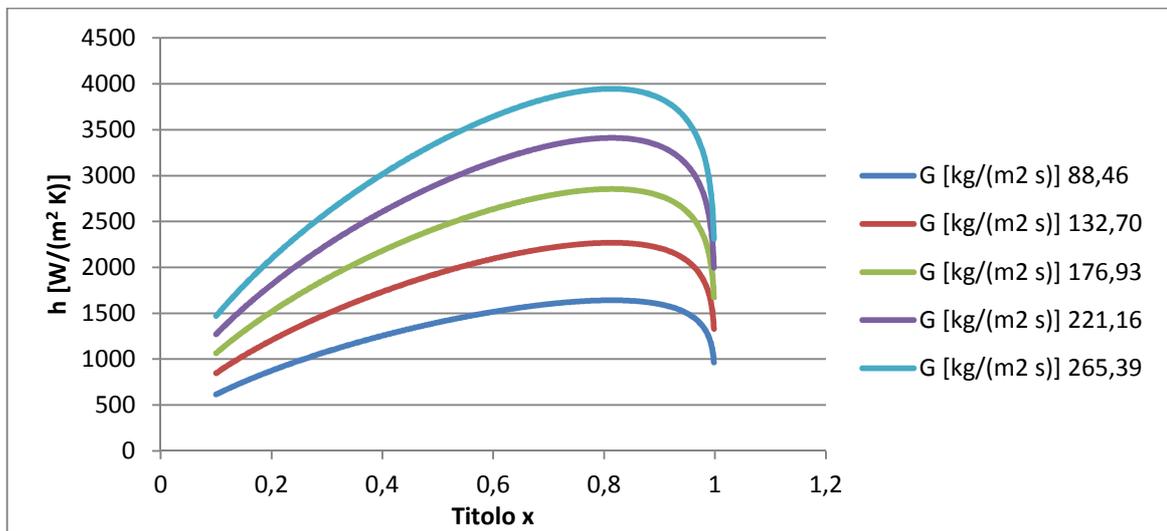


Figura A.25 Variazione di h con la portata, T evaporazione 0 °C, fluido R407C, modello di Chen

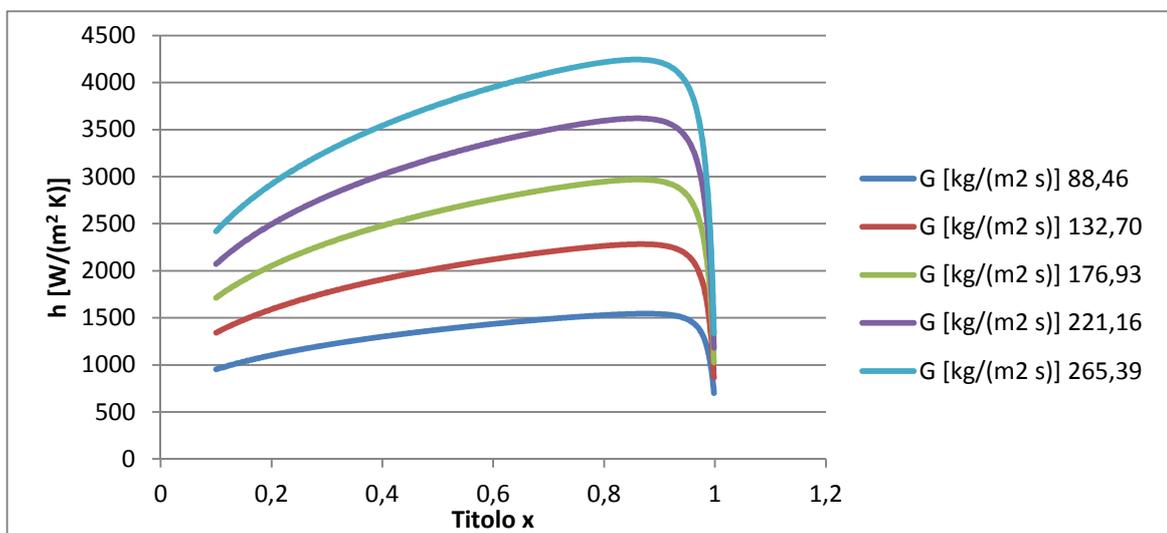


Figura A.26 Variazione di h con la portata, T evaporazione 0 °C, fluido R407C, modello Heat-Atlas

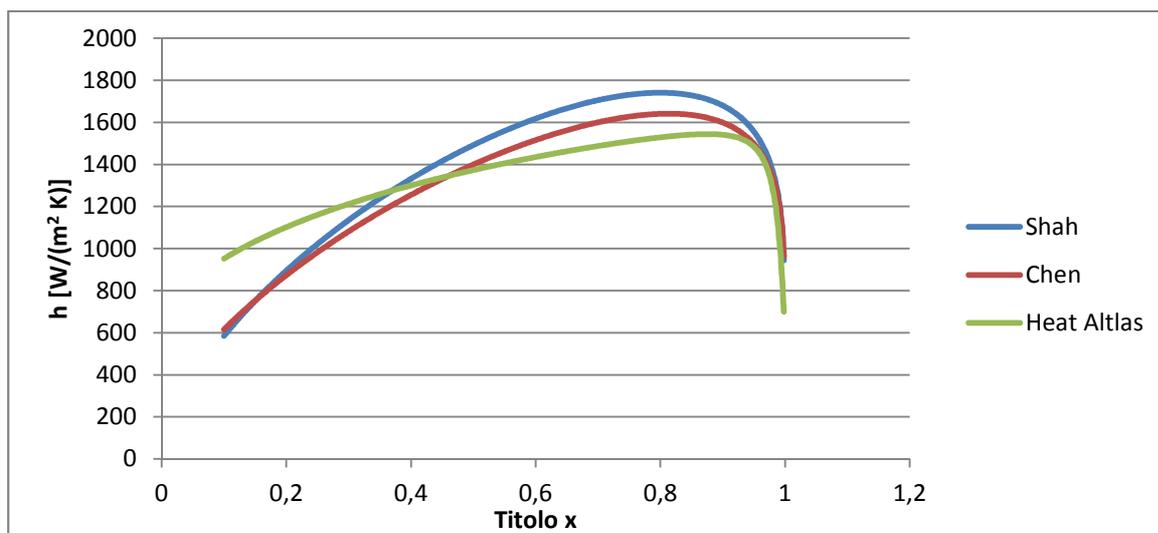


Figura A.27 Confronto modelli per stima h ; T evap. 0°C , fluido R407C, portata specifica $88,46 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$

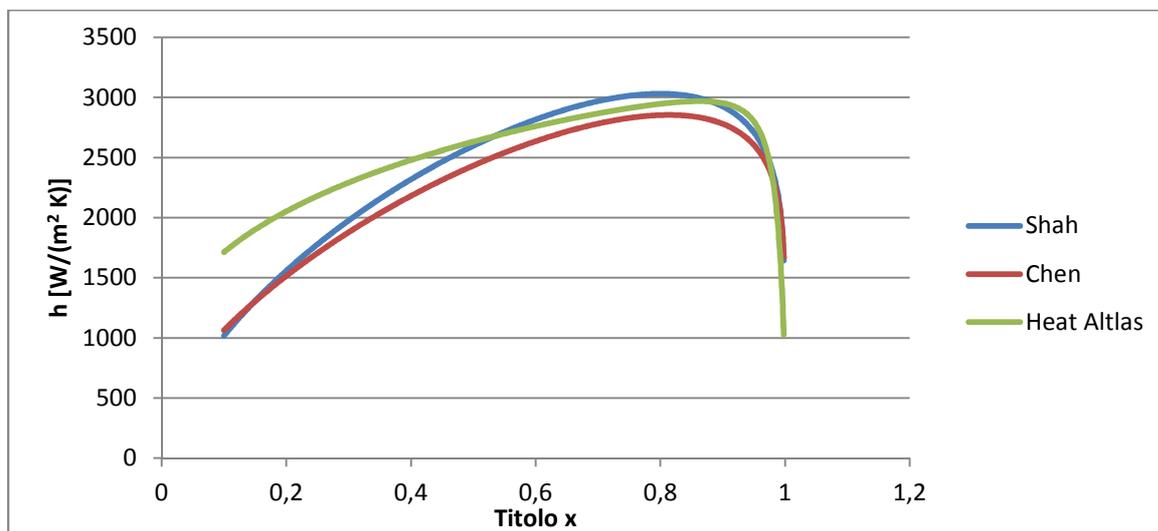


Figura A.28 Confronto modelli per stima h ; T evap. 0°C , fluido R407C, portata specifica $176,93 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$

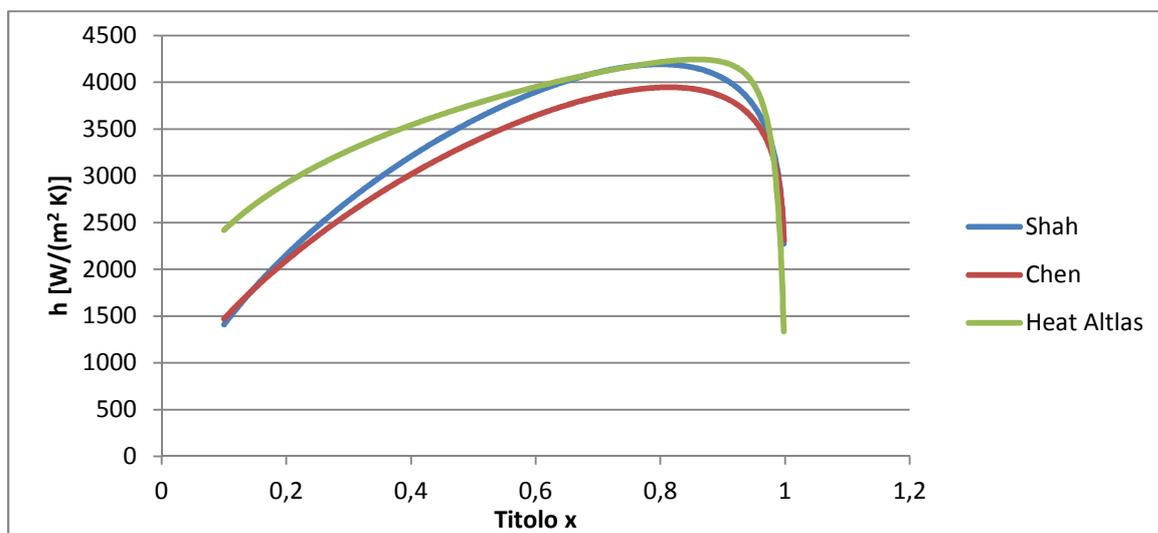


Figura A.29 Confronto modelli per stima h ; T evap. 0°C , fluido R407C, portata specifica $265,39 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$

Tabella A.2 Valori medi di h per i vari modelli al variare della portata specifica, fluido R134A

G [kg/(m² s)]	h Shah [W / (m² K)]	h Chen [W / (m² K)]	h Heat-Atlas [W / (m² K)]
88,46	1399	1279	1208
132,70	1934	1768	1851
176,93	2435	2224	2448
221,16	2911	2658	3013
265,39	3368	3075	3554

Tabella A.3 Valori medi di h per i vari modelli al variare della portata specifica, fluido R407C

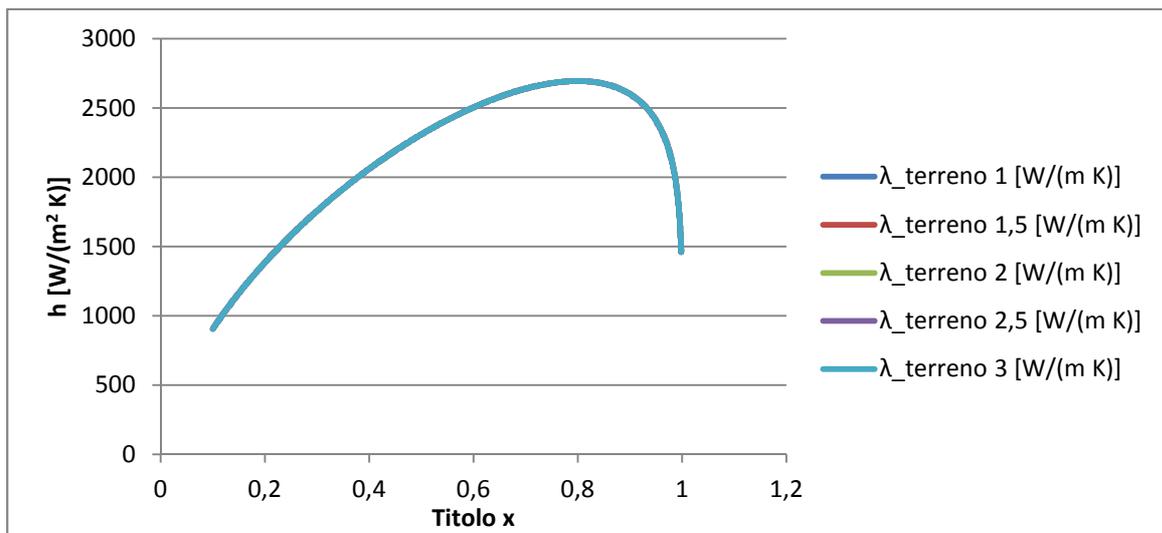
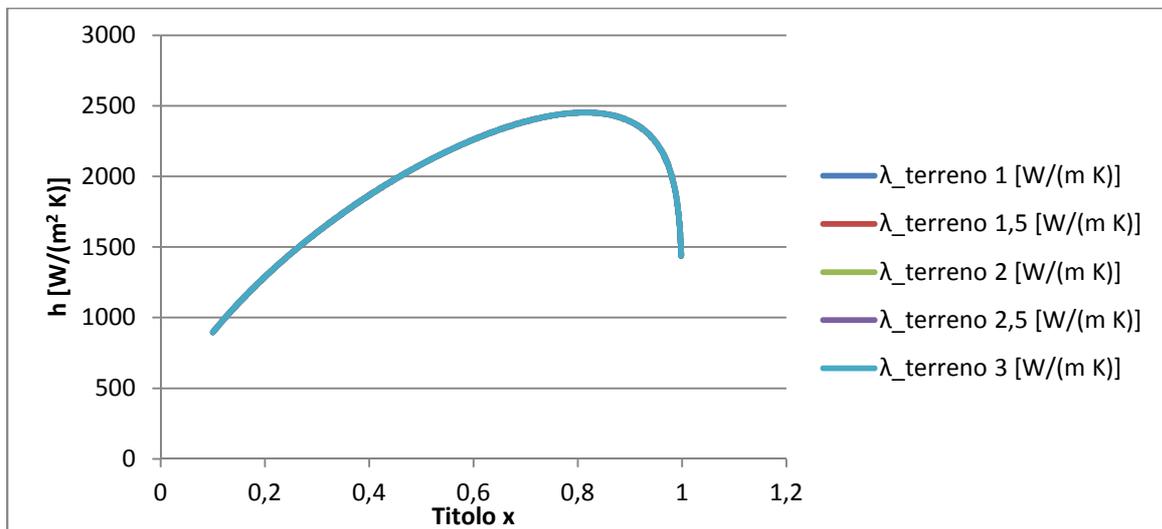
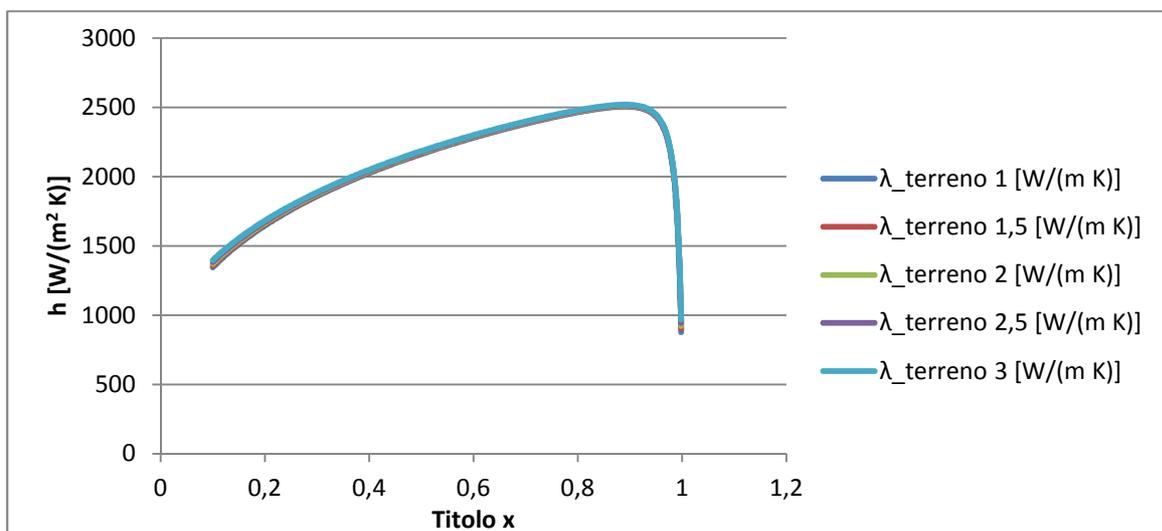
G [kg/(m² s)]	h Shah [W / (m² K)]	h Chen [W / (m² K)]	h Heat-Atlas [W / (m² K)]
88,46	1399	1328	1344
132,70	1934	1834	1970
176,93	2435	2308	2556
221,16	2911	2758	3112
265,39	3368	3191	3647

Tabella A.4 Valori medi di h per i vari modelli al variare della conducibilità termica del terreno, fluido R134A

λ_g [W / (m K)]	h Shah [W / (m² K)]	h Chen [W / (m² K)]	h Heat-Atlas [W / (m² K)]
1	2165	1978	2117
1,5	2165	1978	2121
2	2165	1978	2127
2,5	2165	1978	2137
3	2165	1978	2140

Tabella A.5 Valori medi di h per i vari modelli al variare della conducibilità termica del terreno, fluido R407C

λ_g [W / (m K)]	h Shah [W / (m² K)]	h Chen [W / (m² K)]	h Heat-Atlas [W / (m² K)]
1	2165	2052	2219
1,5	2165	2052	2229
2	2165	2053	2240
2,5	2165	2053	2252
3	2165	2053	2265

Figura A.30 Variazione di h con la conducibilità terreno, T evap. 0 °C, fluido R134A, modello di ShahFigura A.31 Variazione di h con la conducibilità terreno, T evap. 0 °C, fluido R134A, modello di ChenFigura A.32 Variazione di h con la conducibilità terreno, T evap. 0 °C, fluido R134A, modello Heat-Atlas

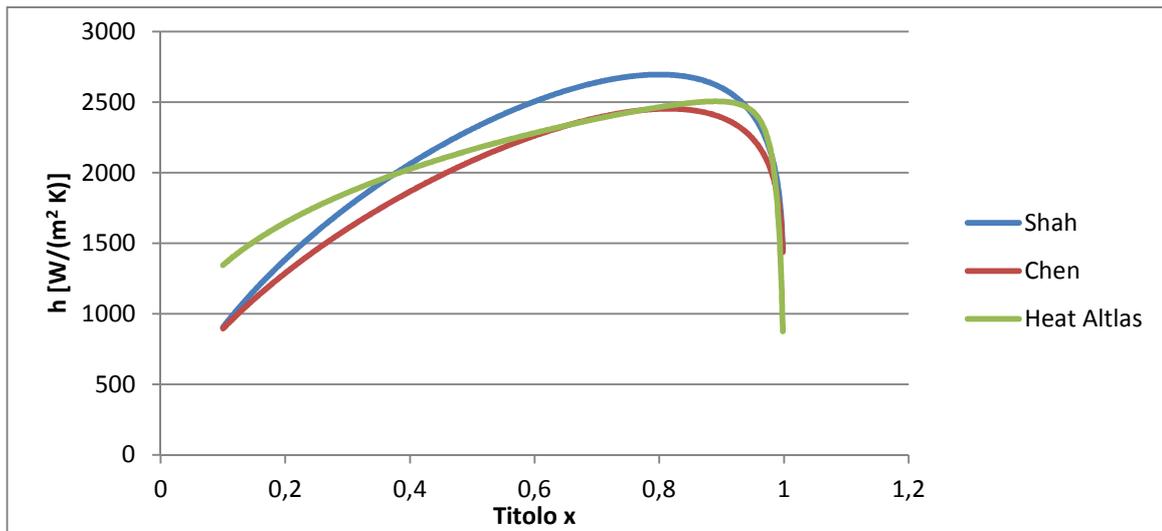


Figura A.33 Confronto modelli per stima h ; $T_{\text{evap.}} 0\text{ }^{\circ}\text{C}$, fluido R134A, conducibilità terreno 1 W/(m K)

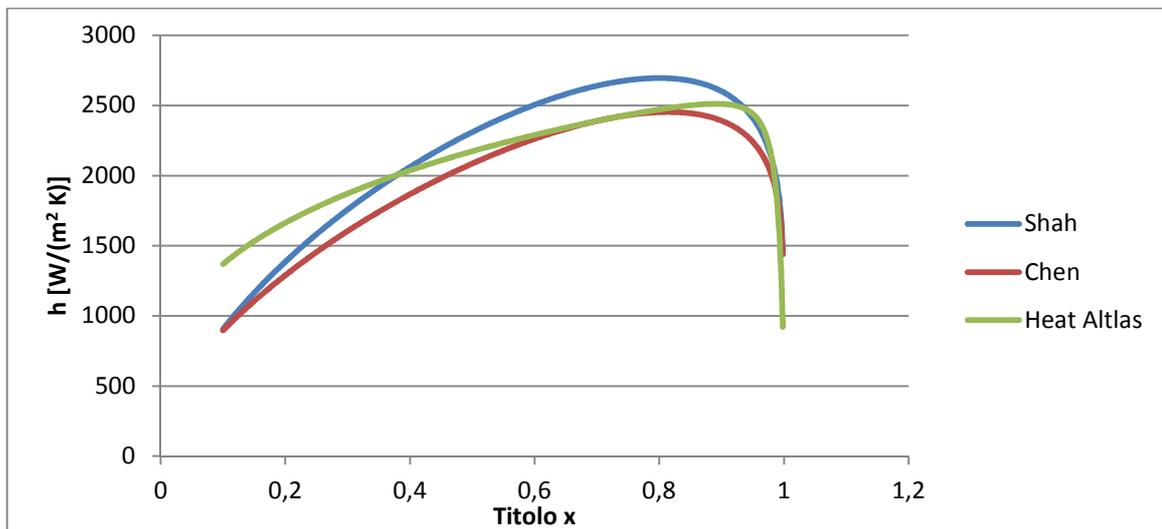


Figura A.34 Confronto modelli per stima h ; $T_{\text{evap.}} 0\text{ }^{\circ}\text{C}$, fluido R134A, conducibilità terreno 2 W/(m K)

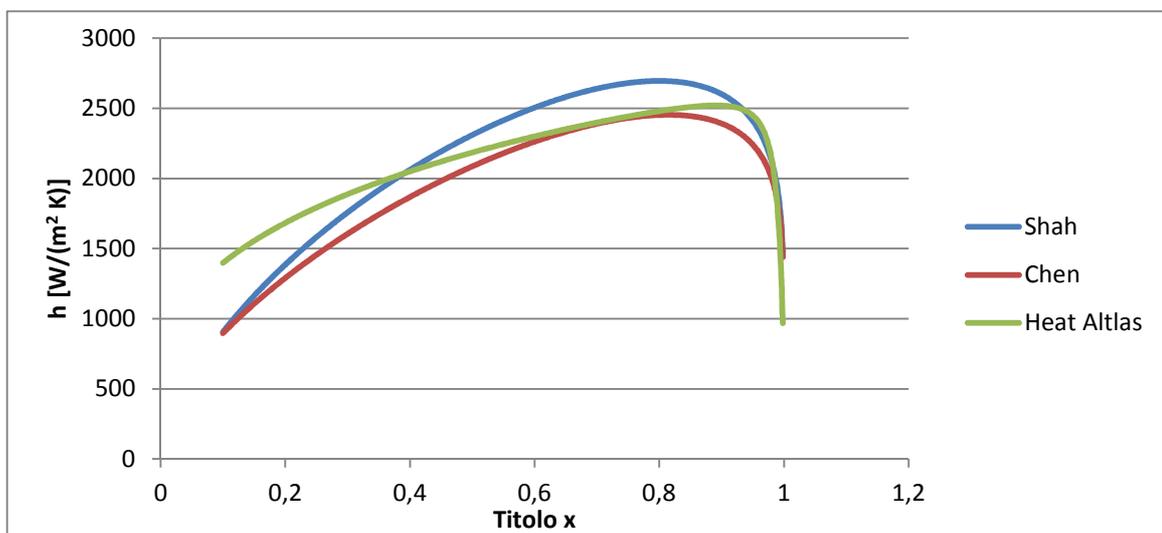


Figura A.35 Confronto modelli per stima h ; $T_{\text{evap.}} 0\text{ }^{\circ}\text{C}$, fluido R134A, conducibilità terreno 3 W/(m K)

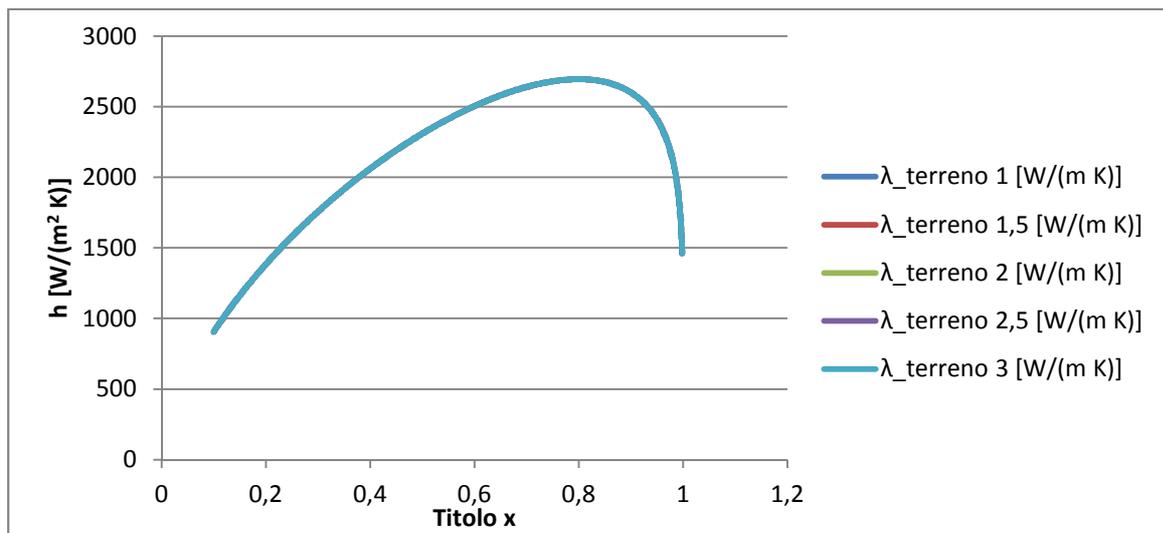


Figura A.36 Variazione di h con la conducibilità terreno, $T_{\text{evap.}} 0^\circ\text{C}$, fluido R407C, modello di Shah

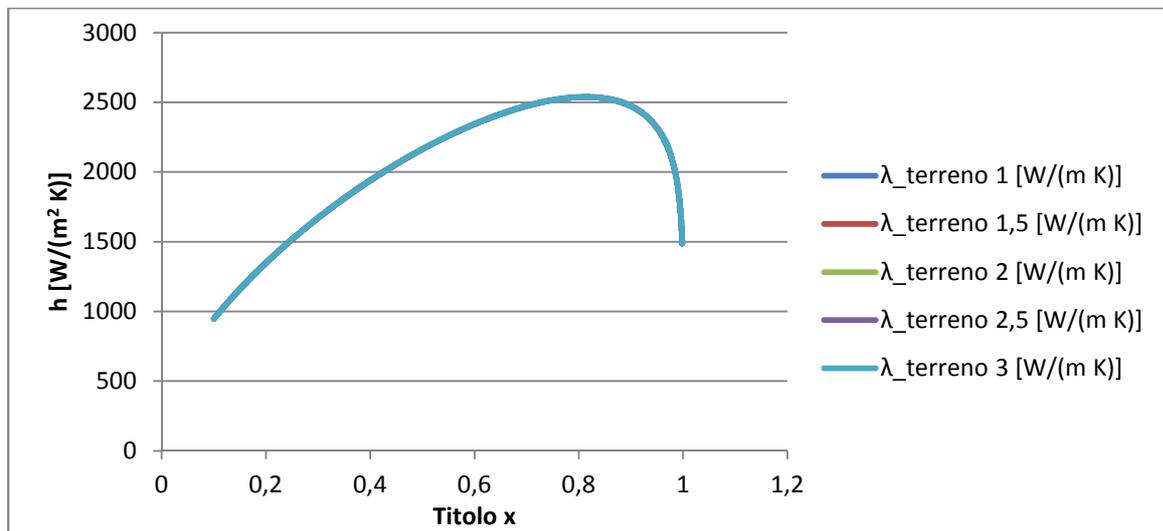


Figura A.37 Variazione di h con la conducibilità terreno, $T_{\text{evap.}} 0^\circ\text{C}$, fluido R407C, modello di Chen

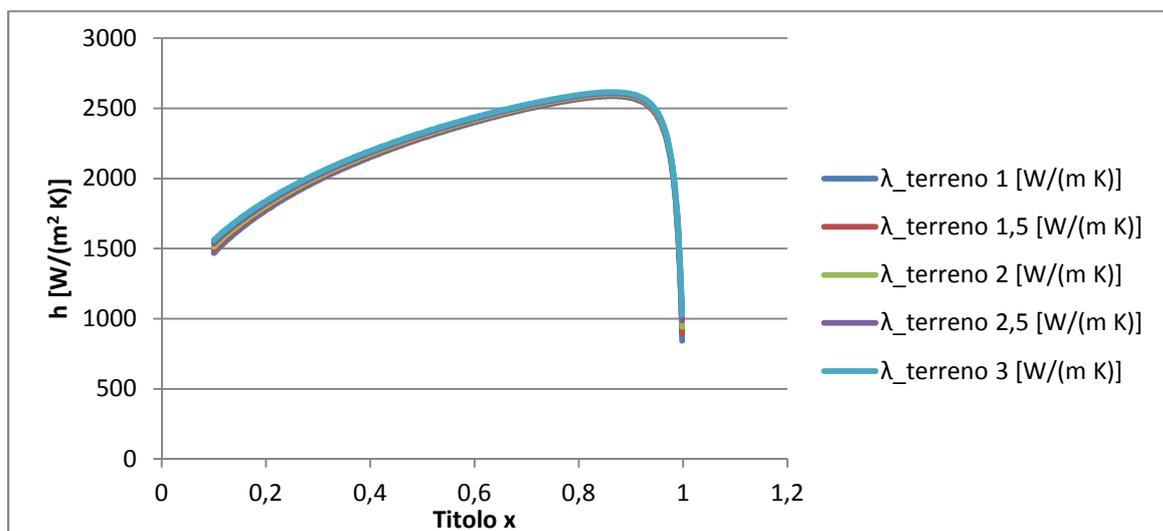


Figura A.38 Variazione di h con la conducibilità terreno, $T_{\text{evap.}} 0^\circ\text{C}$, fluido R407C, modello Heat-Atlas

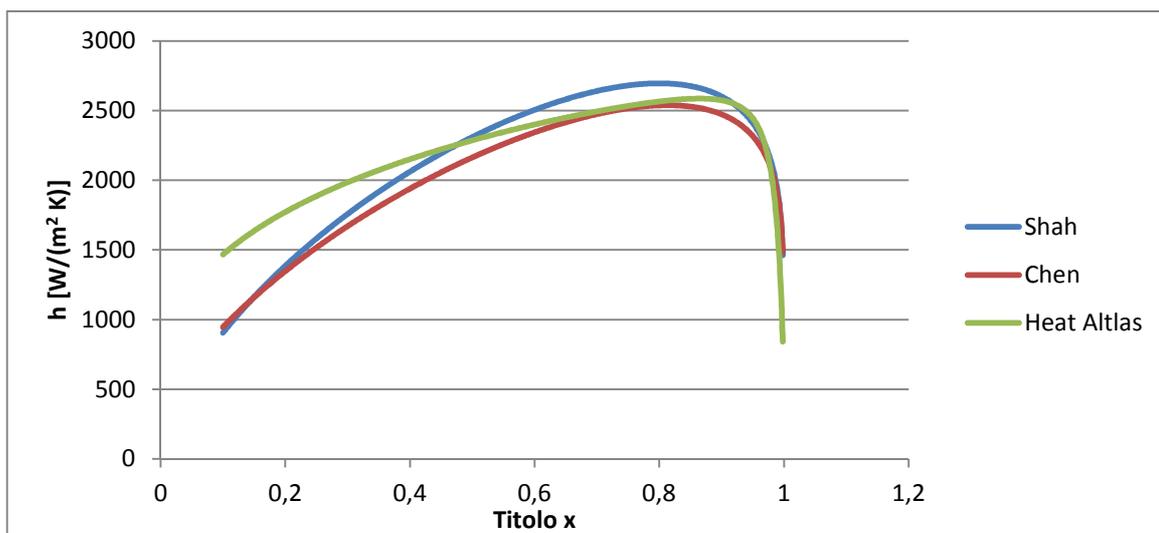


Figura A.39 Confronto modelli per stima h ; T evap. 0 °C, fluido R407C, conducibilità terreno 1 W/(m K)

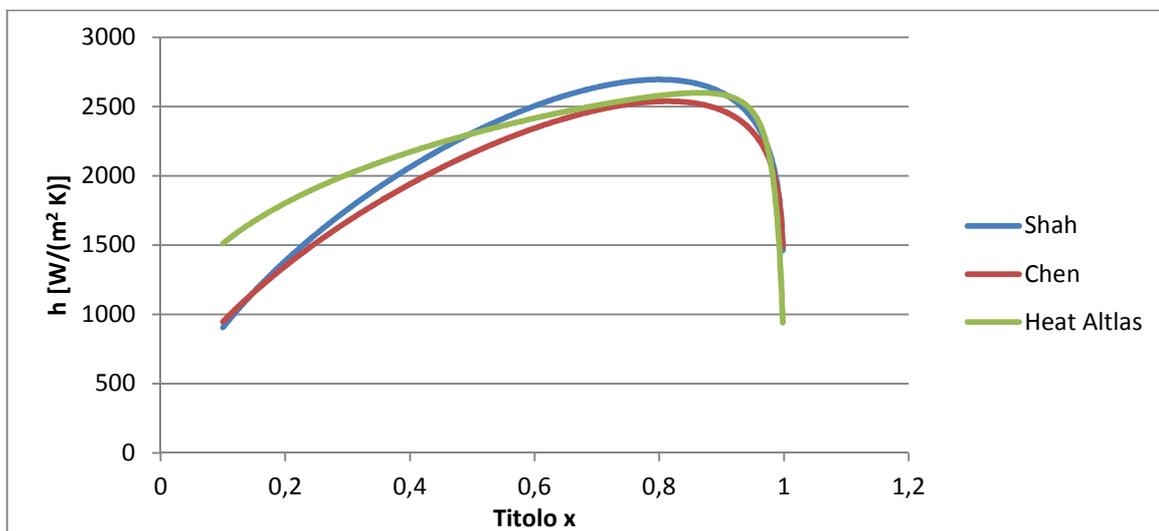


Figura A.40 Confronto modelli per stima h ; T evap. 0 °C, fluido R407C, conducibilità terreno 2 W/(m K)

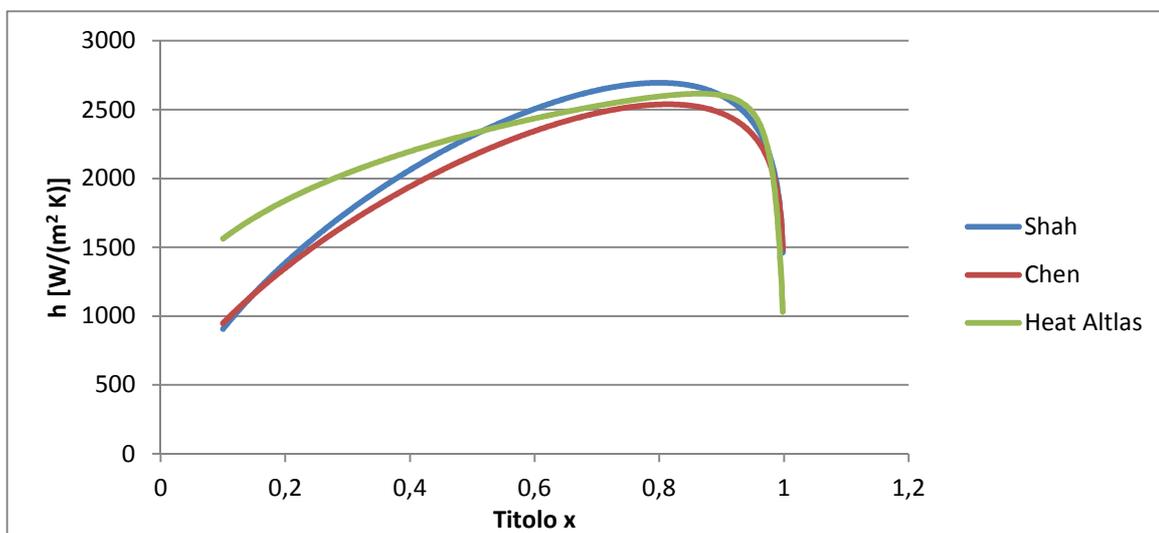


Figura A.41 Confronto modelli per stima h ; T evap. 0 °C, fluido R407C, conducibilità terreno 3 W/(m K)

Tabella A.6 Output Routine calcolo perdite di carico in evaporazione con fluido R407C. Temperatura inizio evaporazione 0 °C, pressione inizio evaporazione 567869,56 Pa

G [kg/(m² s)]	88,46	132,70	176,93	221,16	265,39
L totale scambiatore [m]	41,66	58,55	71,97	81,66	87,78
h Shah medio [W/(m² K)]	1407	1966	2520	3099	3747
T fine evap. [°C]	-1,04	-2,95	-6,24	-11,45	-20,14
ΔT saturazione [°C]	1,04	2,95	6,24	11,45	20,14
P fine evap. [Pa]	548911	515275	461127	384332	278464
Δp saturazione [Pa]	18958	52595	106742	183537	289406
Q_{TOT} [W]	1313	1975	2649	3339	4054
Q_{TOT} / Area pianta [W/(m²)]	1003	1074	1172	1301	1470
Q_{TOT} / L [W/m]	32	34	37	41	46

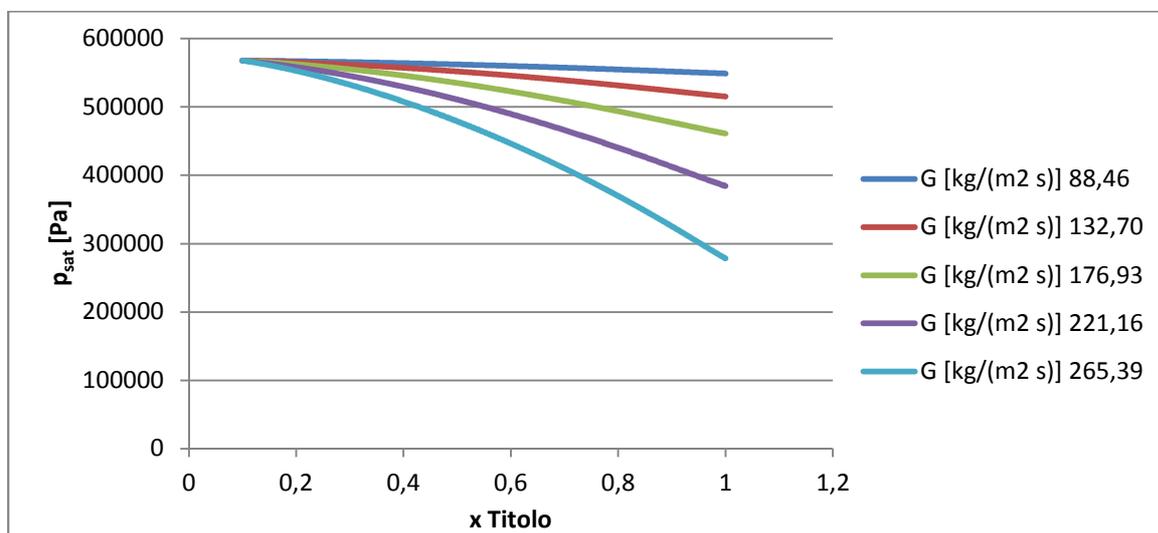


Figura A.42 Andamento pressione di saturazione per perdite di carico, in funzione del titolo e della portata specifica. Fluido R407C, T inizio evaporazione 0 °C, pressione inizio evaporazione 567869 Pa

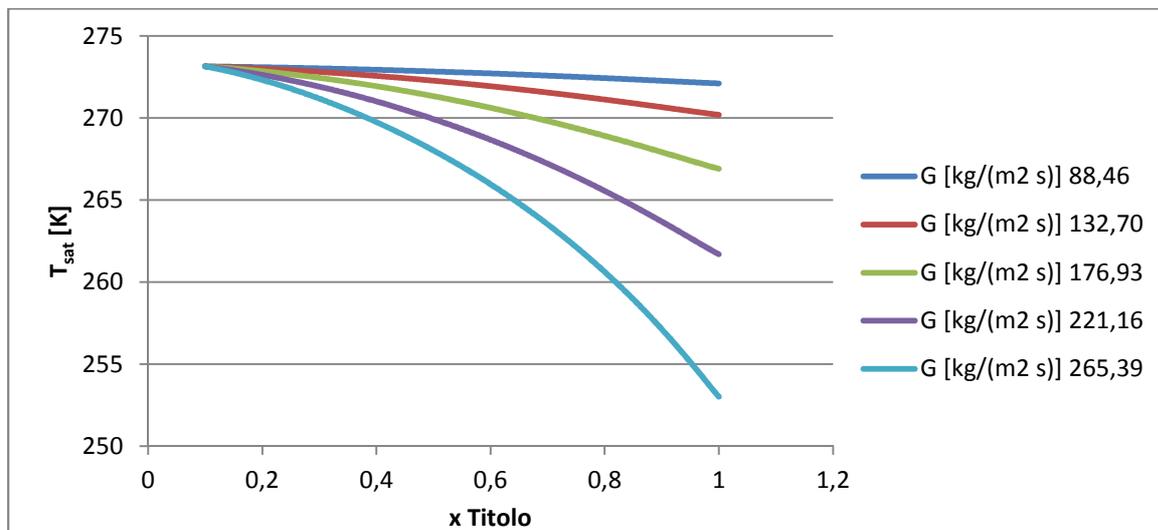


Figura A.43 Andamento temperatura di saturazione per perdite di carico, funzione di titolo e portata specifica. Fluido R407C, T inizio evaporazione 273,15 K (0°C), pressione inizio evaporazione 567869 Pa

Simboli

c_p	calore specifico [J/kgK]
d	diametro [m]
Fr	numero di Froude
G	portata specifica [kg/m ² s]
g	accelerazione di gravità [m/s ²]
h	entalpia, solo all'interno delle formule [J/kg]
h_i	coefficiente scambio termico con relativo pedice di riferimento [W/m ² K]
m	portata di massa [kg/s]
p	pressione [Pa]
p^*	pressione ridotta
Pr	numero di Prandtl
q''	flusso termico specifico [W/m ²]
Re	numero di Reynolds
T	temperatura [K]
We	numero di Weber
x	titolo di vapore
X_{tt}	parametro di Martinelli
Δp	variazione di pressione [Pa]
L	lunghezza [m]
R	resistenza termica [(m ² K)/W]
COP	coefficient of performance, coefficiente di prestazione

Simboli alfabeto greco

λ	conduttività termica [W/mK]
σ	tensione superficiale [N/m]
ρ	densità [kg/m ³]
μ	viscosità dinamica [Pa*s]
ε	grado di vuoto

Pedici

LO-GO	valore calcolato come si avesse la totale portata di solo liquido (L) o solo vapore/gas (G)
L-G	valori calcolati con portata proporzionale al titolo x
sat	condizioni di saturazione
w	wall parete
cb	convective boiling
nb	nucleate boiling
TP	totale scambio termico

Abbreviazioni

PdC	Pompa di calore
SL	Secondary Loop, sistema a circuito secondario con acqua e glicole negli scambiatori a terreno
DX	Direct Exchange, sistema ad espansione diretta con fluido di ciclo frigorifero direttamente nello scambiatore a terreno

Bibliografia

- [1] S. Basta e F. Minchio, *Geotermia e pompe di calore*, Vago di Lavagno (VR): Associazione Geotermia.Org, 2008.
- [2] A. Capozza, A. Zarrella, A. Galgaro e M. De Carli, «Linee guida per la progettazione dei campi geotermici per pompe di calore,» *Ricerca Sistema Energetico*, 2012.
- [3] Y. Guo, G. Zhang, J. Zhou, J. Wu e W. Shen, «A techno-economic comparison of a direct expansion ground-source and a secondary loop ground-coupled heat pump system for cooling in a residential building,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 35, pp. 29 - 39, 2012.
- [4] X. Wang, C. Ma e Y. Lu, «An experimental study of a direct expansion ground-coupled heat pump system in heating mode,» *International journal of energy research*, n. 33, pp. 1367-1383, 2009.
- [5] S. Sanaye e B. Niroomand, «Horizontal ground coupled heat pump: thermal-economic modeling and optimization,» *Energy Conversion and Management*, vol. 51, pp. 2600 - 2612, 2010.
- [6] H. Esen, M. Inalli e M. Esen, «Numerical and experimental analysis of a horizontal ground-coupled heat pump system,» *Building and Environment*, n. 42, pp. 1126-1134, 2007.
- [7] H. Demir, A. Koyun e G. Temir, «Heat transfer of horizontal parallel pipe ground heat exchanger and experimental verification,» *Applied thermal engineering*, n. 29, pp. 224-223, 2009.
- [8] A. Benazza, E. Blanco, M. Aichouba, J. Rio e S. Laouedj, «Numerical investigation of horizontal ground coupled heat exchanger,» *Energy Procedia*, n. 6, pp. 29-35, 2011.
- [9] A. Rezaei-Bazkiaei, E. Dehghan-Niri, E. Kolahdouz e A. Weber, «A passive design strategy for a horizontal ground source heat pump pipe operation optimization with a non-homogeneous soil profile,» *Energy and buildings*, n. 61, pp. 39-50, 2013.
- [10] B. Austin e K. Sumathy, «Parametric study on the performance of a direct-expansion geothermal heat pump using carbon dioxide,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 31,

- pp. 3774 - 3782, 2011.
- [11] S. Kakac e H. Liu, *Heat exchangers, selection, rating, and thermal design* (second edition), CRC Press, 2002.
- [12] M. M. Shah, «Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study,» *Ashrae*, n. 88, pp. 185-196, 1982.
- [13] Various, «VDI Heat Atlas (Second Edition),» Springer, 2010, pp. 813 - 831.
- [14] M. Akhavan-Behabadi, R. Kumar e M. Jamali, «Investigation on heat transfer and pressure drop during swirl flow boiling of R-134a in a horizontal tube,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 52, pp. 1918 - 1927, 2009.
- [15] G. Florides e S. Kalogirou, «Annual ground temperature measurements at various depths,» Higher Technical Institute, Cyprus, 2004.
- [16] G. Mihalakakou, M. Santamouris, O. Lewis e D. Asimakopoulos, «On the application of the energy balance equation to predict ground temperature profiles,» *Solar Energy*, vol. 60, n. 3/4, pp. 181-190, 1997.
- [17] Servizio Meteorologico Nazionale Aeronautica, «clima.meteoam.it,» [Online]. Available: http://clima.meteoam.it/web_clima_sysman/Clino61-90.php.
- [18] L. Cheng e T. Chen, «Comparison of six typical correlations for upward flow boiling heat transfer with kerosene in a vertical smooth tube,» *Heat transfer engineering*, vol. 21, n. 5, pp. 27 - 34, 2000.
- [19] S. Fiorenzato, *Analisi termica di un fluido in evaporazione all'interno di scambiatori di calore nel terreno*, Tesi Laurea Magistrale Università di Padova.
- [20] *Norma UNI 11466:2012*, 2012.
- [21] *Norma UNI 11300-4:2012*, 2012.
- [22] *Norma UNI EN 14825:2012*, 2012.
- [23] «www.acca.it,» [Online]. Available: www.acca.it.

