



Agenzia nazionale per le nuove tecnologie,
l'energia e lo sviluppo economico sostenibile



MINISTERO DELLA TRANSIZIONE ECOLOGICA



Sviluppo di modelli di simulazione delle tecnologie di recupero del calore per produzione di energia termica ed elettrica

R. Carapellucci, S. Abbate, M. Di Bartolomeo,
R. Cipollone, D. Di Battista



UNIVERSITÀ
DELL'AQUILA

Report RdS/PTR2019/088

SVILUPPO DI MODELLI DI SIMULAZIONE DELLE TECNOLOGIE DI RECUPERO DEL CALORE PER PRODUZIONE DI ENERGIA TERMICA ED ELETTRICA

R. Carapellucci, S. Abbate, M. Di Bartolomeo, R. Cipollone, D. Di Battista
Dipartimento di Ingegneria Industriale e dell'Informazione e di Economia
Università degli Studi dell'Aquila

Aprile 2021

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico (oggi Ministero della Transizione Ecologica) - ENEA

Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021 - II annualità

Obiettivo: N. 1 - Tecnologie

Progetto: 1.6 - Efficienza energetica dei prodotti e dei processi industriali

Work package: 3 - Sviluppo di tecniche e soluzioni impiantistiche per l'efficientamento di processi industriali ad alta e bassa temperatura

Linea di attività: LA 3.25 – Sviluppo di modelli di simulazione delle tecnologie di recupero del calore per produzione di energia termica ed elettrica

Responsabile del Progetto: Miriam Benedetti, ENEA

Responsabile del Work package (LA3.1-3.7, LA3.18-3.28): Miriam Benedetti, ENEA

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione *“Sviluppo di una metodologia per l'applicazione della pinch analysis al recupero di calore a bassa temperatura nel settore industriale e sua implementazione in ambiente Excel VBA”*

Responsabile scientifico ENEA: Lorena Giordano

Responsabile scientifico Dipartimento di Ingegneria Industriale e dell'Informazione e di Economia – Università degli Studi dell'Aquila:

Prof. Roberto Carapellucci

Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE.....	5
2 PROGETTO DI UNA RETE HEN IN CONDIZIONI DI MASSIMO RECUPERO ENERGETICO (MER).....	6
2.1 DIVISIONE IN ZONE	6
2.1.1 <i>Progetto della rete sotto il pinch</i>	7
2.1.1.1 <i>Zona B-B</i>	7
2.1.1.2 <i>Zona A-B</i>	10
2.1.1.3 <i>Zona A-A</i>	10
2.1.2 <i>Progetto della rete sopra in pinch</i>	12
2.1.2.1 <i>Zona C-C</i>	13
2.1.2.2 <i>Zona C-D</i>	14
2.1.2.3 <i>Zona D-D</i>	15
2.2 SVILUPPO DEL CODICE DI CALCOLO PER IL MER DESIGN	15
2.2.1 <i>Struttura delle macro per l'automatizzazione degli accoppiamenti</i>	15
2.2.1.1 <i>Analisi della struttura del codice per il progetto della zona B-B</i>	16
2.2.1.2 <i>Analisi della struttura del codice per il progetto delle zone A-B e B-B</i>	18
2.3 CASO DI STUDIO ESEMPLIFICATIVO	21
3 IMPIANTI ORC PER IL RECUPERO ENERGETICO A BASSA TEMPERATURA	25
3.1 INTRODUZIONE	25
3.2 I SISTEMI ORC.....	26
3.3 I MODELLI DI CALCOLO	27
3.3.1 <i>I dati di input</i>	28
3.3.2 <i>La definizione della temperatura di evaporazione e del surriscaldamento ottimali</i>	29
3.3.3 <i>Modello senza rigenerazione</i>	29
3.3.4 <i>Modello con rigenerazione</i>	31
3.3.5 <i>La valutazione delle grandezze di output</i>	33
3.4 IL RECUPERO DAL CONDENSATORE DI UN IMPIANTO FRIGO A CO ₂	34
4 POMPE DI CALORE INDUSTRIALI.....	38
4.1 MODELLO PER LE POMPE DI CALORE AD ASSORBIMENTO	38
4.1.1 <i>Base di dati</i>	38
4.1.2 <i>L'elaborazione e il funzionamento del modello</i>	40
4.2 MODELLO PER LE POMPE DI CALORE A COMPRESSIONE	44
4.2.1 <i>Base di dati</i>	44
4.2.2 <i>Caso ideale</i>	45
4.2.3 <i>Caso reale</i>	48
4.2.4 <i>Struttura della cartella Excel</i>	50
5 CONCLUSIONI	52
6 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	54
7 ABBREVIAZIONI ED ACRONIMI	55
8 CV BREVE DEL GRUPPO DI RICERCA.....	56

Sommario

Il presente rapporto tecnico descrive i modelli per la simulazione di tecnologie di recupero del calore per produzione di energia termica ed elettrica. Questa linea di attività, sviluppata dal gruppo di ricerca del Dipartimento di Ingegneria Industriale e dell'Informazione e di Economia (DIIE) dell'Università degli Studi dell'Aquila, si inquadra in un progetto di ricerca più ampio, di durata triennale, che è finalizzato allo sviluppo di strumenti di supporto alle decisioni per una maggiore diffusione dei progetti di recupero del calore nell'industria e vede il diretto coinvolgimento anche di gruppi di ricerca dell'ENEA, del Dipartimento di Ingegneria dell'Impresa "Mario Lucertini" dell'Università degli Studi di Roma Tor Vergata e del Dipartimento Politecnico di Ingegneria e Architettura dell'Università degli Studi di Udine.

Le attività condotte dal DIIE in questa seconda annualità hanno consentito sia l'estensione del modello, implementato in un software in ambiente Excel/VBA, per il progetto di una rete HEN in condizioni di massimo recupero energetico, sia lo sviluppo di modelli di simulazione delle tecnologie di recupero del calore per la produzione di energia termica ed elettrica.

Sono state analizzate le tecnologie in grado di convertire l'energia termica a bassa temperatura in energia meccanica (impianti ORC) e quelle che hanno come obiettivo la promozione di energia termica a bassa temperatura a livelli superiori di temperatura (pompe di calore).

Una validazione completa del software e la sua applicazione a reali casi studio identificati in collaborazione con ENEA verrà condotta nel prossimo anno.

1 Introduzione

Il presente rapporto tecnico si riferisce ai temi sviluppati dal Dipartimento di Ingegneria Industriale e dell'Informazione e di Economia dell'Università degli Studi dell'Aquila nella seconda annualità (durata complessiva triennale) dell'Accordo di Collaborazione con l'ENEA che riguarda lo sviluppo di una metodologia per l'applicazione della pinch analysis al recupero di calore a bassa temperatura nel settore industriale e l'implementazione in ambiente Excel/VBA. Le attività qui descritte sono inquadrare nell'ambito del WP 3 "Sviluppo di tecniche e soluzioni impiantistiche per l'efficientamento di processi industriali ad alta e bassa temperatura" del Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021, svolte in stretta collaborazione con i gruppi di ricerca dell'ENEA, del Dipartimento di Ingegneria dell'Impresa "Mario Lucertini" dell'Università degli Studi di Roma Tor Vergata e del Dipartimento Politecnico di Ingegneria e Architettura dell'Università degli Studi di Udine e finalizzate allo sviluppo di strumenti di supporto alle decisioni per una maggiore diffusione dei progetti di recupero del calore a bassa temperatura nell'industria.

Il potenziale del calore di scarto nel settore industriale dell'UE è stato stimato in circa 300 TWh/anno, di cui un terzo disponibile a livelli di temperatura inferiori a 200°C [1]. Tuttavia, nonostante la maturità tecnologica [2] e l'elevata quantità di calore inutilizzato, il recupero di energia termica a bassa temperatura presenta ancora un tasso di implementazione relativamente basso [3]. È pertanto sentita l'esigenza di avere a disposizione strumenti di supporto alle decisioni in grado di favorire l'implementazione di sistemi di recupero del calore di scarto [4], attraverso un approccio di caratterizzazione delle disponibilità di calore di scarto e delle tecnologie di recupero potenzialmente applicabili. Infatti, tra gli ostacoli tecnici e di mercato alla diffusione di sistemi di recupero del calore di scarto nell'industria, un ruolo cruciale è da attribuire alla mancanza di una metodologia per l'analisi simultanea delle opportunità di recupero e delle potenzialità di integrazione con sistemi di conversione dell'energia funzionali in modo diretto o indiretto alle esigenze dell'industria [5].

Le attività condotte dal DIIIIE nell'ambito dell'Accordo di Collaborazione con l'ENEA hanno l'obiettivo di sviluppare uno strumento di ottimizzazione flessibile che considera l'integrazione tra rete di scambiatori di calore e tecnologie di conversione del calore. Per il progetto e l'ottimizzazione di reti di scambiatori di calore (Heat Exchanger Network - HEN), come evidenziato nel rapporto tecnico dello scorso anno, è stata impiegata la Pinch Technology, una metodologia particolarmente efficace e relativamente semplice da implementare [6]. In questo anno la metodologia per l'applicazione della pinch analysis è stata migliorata e sono stati effettuati studi e simulazioni per l'integrazione nella rete HEN di nuove tecnologie. Sono state considerate tecnologie in grado di convertire l'energia termica in energia meccanica (impianti ORC di piccola taglia) e promuovere calore a bassa temperatura a livelli superiori di temperatura attraverso l'impiego di pompe di calore di interesse industriale.

Le principali attività descritte nel presente rapporto tecnico hanno riguardato:

- *Progetto della rete HEN in condizioni di massimo recupero energetico (MER design, ottimo termodinamico) e sviluppo di un software in ambiente Excel/VBA.* È stato migliorato il software sviluppato nel precedente anno di attività, al fine di definire i criteri di accoppiamento termico dei fluidi di lavoro nelle diverse zone della rete HEN.
- *Impianti ORC per il recupero energetico a bassa temperatura.* Sono stati implementati dei codici di calcolo per l'ottimizzazione dei cicli termodinamici. Questi permettono la valutazione delle potenze massime producibili per diversi fluidi di lavoro al variare delle condizioni operative.
- *Pompe di calore industriali.* Sono stati elaborati dei modelli per simulare il comportamento delle principali pompe di calore: a compressione e ad assorbimento. I modelli consentono una analisi preliminare sull'applicabilità delle diverse tipologie e sulle prestazioni al variare dei parametri operativi.

2 Progetto di una rete HEN in condizioni di massimo recupero energetico (MER)

Affinché il progetto si trovi in condizioni di massimo recupero energetico è necessario rispettare tre regole fondamentali:

1. Non deve essere trasferito calore attraverso il pinch.
2. Sopra il pinch i fluidi caldi non devono essere raffreddati con un raffreddatore esterno.
3. Sotto il pinch i fluidi freddi non devono essere riscaldati con un riscaldatore esterno.

Il progetto viene effettuato separatamente per quanto riguarda i fluidi coinvolti sotto il pinch e per quelli coinvolti sopra il pinch e, in particolare, al fine di rispettare la prima regola fondamentale, in entrambi i casi il progetto ha inizio in prossimità del pinch e se ne allontana.

2.1 Divisione in zone

Per realizzare questo approccio, i fluidi sono stati suddivisi in quattro zone teoriche in base ai loro livelli di temperatura: *due zone sotto il pinch (zona A e zona B) e due zone sopra il pinch (zona C e zona D)*. In particolare, i fluidi coinvolti nelle zone B e C sono quelli le cui temperature arrivano al pinch e, dunque, rappresentano i punti di partenza per il progetto della rete rispettivamente sotto e sopra il pinch (Figura 1). Se i fluidi delle zone B e C non vengono saturati in queste due zone, la loro presenza verrà individuata anche nelle zone “esterne” A e D rispettivamente. È opportuno specificare che si tratta di zone “dinamiche”, nel senso che è possibile che un fluido che si trova, per esempio, nella zona B venga accoppiato con un fluido collocato nella zona adiacente A, così come è possibile che uno stesso fluido si trovi in più di una zona.

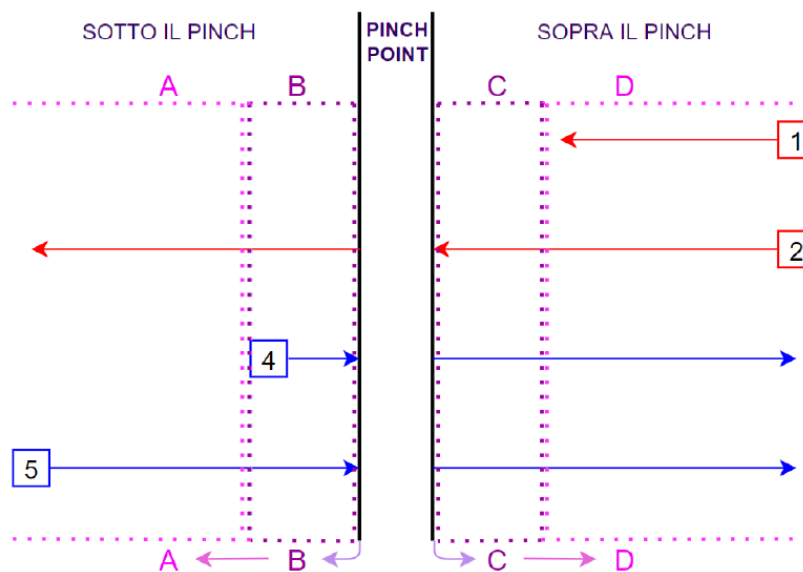


Figura 1 Individuazione delle quattro zone, A, B, C e D.

La scelta riguardo quali fluidi accoppiare assieme deve avere come scopo quello di ottimizzare la rete dal punto di vista del recupero energetico. Se tale progetto viene effettuato in maniera rigorosa, il numero di iterazioni necessarie nella fase di ottimizzazione economica della HEN, risulterà essere limitato.

Per far sì che ciò avvenga, è opportuno attenersi ad alcune regole. Nello specifico, si è dato maggior peso a criteri quali:

- massimizzazione del carico degli scambiatori di calore;
- limitazione delle differenze di temperatura tra i fluidi accoppiati in uno scambiatore di calore, le quali non devono essere eccessivamente grandi, per evitare elevati costi di energia, né eccessivamente piccole, per limitare l'estensione delle superfici di scambio termico (elevati costi di capitale);

- accoppiamento di fluidi con capacità termiche simili, in modo tale che la differenza di temperatura lungo lo scambiatore rimanga limitata;
- in nessuno scambiatore di calore deve verificarsi che la minima differenza di temperatura in gioco (ΔT_{min}) sia minore di quella specificata al pinch point (ΔT_{pp}).

Il rispetto dell'ultimo vincolo richiede particolare diligenza negli accoppiamenti in prossimità del pinch, infatti:

- Nella zona B deve verificarsi che il numero di fluidi caldi sia almeno uguale al numero di fluidi freddi (se ciò non accade diventa necessario ripartire almeno un fluido caldo in modo da aumentarne il numero) e, per ogni coppia di fluidi deve valere che la capacità termica del fluido caldo sia maggiore o uguale a quella del fluido freddo, in modo tale da avere la minima differenza di temperatura in corrispondenza del lato caldo (ovvero lato pinch); se, nonostante siano stati valutati tutti i possibili accoppiamenti tra i fluidi della zona, non si trova nessun fluido caldo che rispetti questo vincolo con un particolare fluido freddo, risulta necessario ripartire tale fluido freddo in modo da ridurre la capacità termica e consentirne il riscaldamento attraverso un fluido caldo.
- Nella zona C la situazione è analoga alle precedenti, bisogna solo considerare i fluidi freddi al posto dei caldi e viceversa.

2.1.1 Progetto della rete sotto il pinch

Nel progetto sotto il pinch, si parte dallo studio e dalla gestione dei fluidi caldi e freddi coinvolti nella zona B e poi si procede con la zona A. In particolare, il passaggio dalla zona B alla zona più "esterna" A avviene esclusivamente quando tutti i fluidi freddi in esame sono stati accoppiati con dei fluidi caldi all'interno di scambiatori di calore hx . Una volta saturati i riscaldamenti di tutti i fluidi freddi che interessano il progetto sotto il pinch, i fluidi caldi rimanenti, ovvero quelli che non sono stati coinvolti in nessuno scambio di calore oppure che non hanno ceduto tutta la potenza termica necessaria per essere raffreddati fino alla temperatura di esercizio, completano il loro raffreddamento all'interno di refrigeratori esterni (cu - cold utilities).

2.1.1.1 Zona B-B

In questa zona, essendo quella immediatamente sotto il pinch, lo scopo è quello di accoppiare ciascun fluido freddo con un fluido caldo a capacità termica maggiore, evitando dunque che ci siano trasferimenti di calore attraverso il pinch. I fluidi vengono raggruppati idealmente in "moduli", contenenti ognuno un numero definito di fluidi caldi e freddi, i secondi a capacità termica minore rispetto ai primi, in maniera tale che all'interno di un modulo ciascun fluido caldo può sicuramente essere accoppiato con uno qualsiasi dei fluidi freddi. Questa suddivisione viene effettuata attraverso la colonna G del foglio "DEFvar" e la macro omonima. Ogni modulo inizia con un fluido caldo e termina con un fluido freddo che viene preso come ultimo elemento del modulo.

Ad accoppiamento avvenuto i fluidi vengono rimossi dal modulo, ma se il fluido caldo non è stato completamente saturato, viene tenuto da parte in modo da verificare, nei passaggi successivi, se possa tornare utile per il riscaldamento di qualche altro fluido freddo. Nel caso in cui il modulo preveda la presenza di due fluidi caldi e di uno freddo, l'accoppiamento viene scelto in base ai valori delle potenze termiche; questa modalità operativa permette di massimizzare il carico dello scambiatore di calore.

Qualora il numero di fluidi caldi fosse minore rispetto a quello dei fluidi freddi, essendo in corrispondenza del pinch lato freddo, è necessario ripartire almeno un fluido caldo al fine di riscaldare tutti i fluidi freddi senza aver la necessità di ricorrere all'impiego di un riscaldatore esterno al di sotto del pinch.

È possibile che, per uno o più fluidi freddi, non siano stati trovati fluidi caldi a capacità termica maggiore da accoppiarvi. Se ciò accade bisogna ripartire i fluidi freddi rimasti poiché non sarà possibile trovare fluidi caldi adeguati al loro riscaldamento neanche nei moduli successivi.

In seguito alla sperimentazione di diversi metodi su molteplici possibili situazioni, la soluzione migliore, dal punto di vista del numero di ripartizioni necessarie per gestire tutti gli eventuali fluidi freddi di interesse, è risultata essere la seguente:

- Si effettua una prima fase di accoppiamenti in cui viene fatta scambiare potenza termica, come riportato nella Figura 2. Gli accoppiamenti si effettuano valutando se il numero di fluidi caldi sia maggiore di quello dei fluidi freddi; in tal caso si procede all'accoppiamento fra il fluido caldo con capacità termica minore e il fluido freddo con capacità termica maggiore, altrimenti avviene un accoppiamento fra fluido caldo con capacità termica minore e fluido freddo con capacità termica maggiore. Si procede fino ad aver accoppiato una sola volta ciascun fluido freddo del modulo. Dopo ogni accoppiamento, i fluidi caldi utilizzati vengono rimossi dal modulo, poiché non più in grado di scambiare potenza termica, e di quelli freddi vengono aggiornati i valori rispettivi di potenza termica e di capacità termica, oltre che quelli della temperatura di ingresso nello scambiatore. Successivamente, i fluidi freddi vengono riesaminati e riaccoppiati: la potenza termica viene fatta scambiare tra i fluidi caldi e freddi che, dopo ogni accoppiamento, risultano avere capacità termica maggiore. Il fluido ad essere rimosso stavolta è quello che tra i due accoppiati aveva capacità termica minore (quindi non necessariamente quello caldo). Questa procedura si ripete fino a quando non sono stati saturati (in termini di capacità termica) e rimossi dal modulo tutti i fluidi freddi.

Con il metodo scelto, si ha il vantaggio di effettuare alcuni degli accoppiamenti tra fluidi a capacità termiche più simili possibili, andando a limitare la differenza di temperatura lungo lo scambiatore di calore.

L'intero approccio seguito nella gestione della rete di scambiatori riguardante i fluidi coinvolti nella zona B - B è illustrato nel diagramma di flusso di Figura 2, dove:

- per semplificazione, ci si riferisce alla capacità e alla potenza termiche con C_{th} e P_{th} e ai fluidi caldi e freddi con i termini anglosassoni *cold* e *hot*,
- sono state usate le abbreviazioni "min" e "max" per indicare i valori minimo e massimo di alcune grandezze,
- i riquadri viola e arancione rappresentano rispettivamente l'inizio e la fine del processo,
- il riquadro verde, che rappresenta il passaggio alla zona A-B, richiede un ulteriore approfondimento per cui si rimanda al paragrafo successivo.

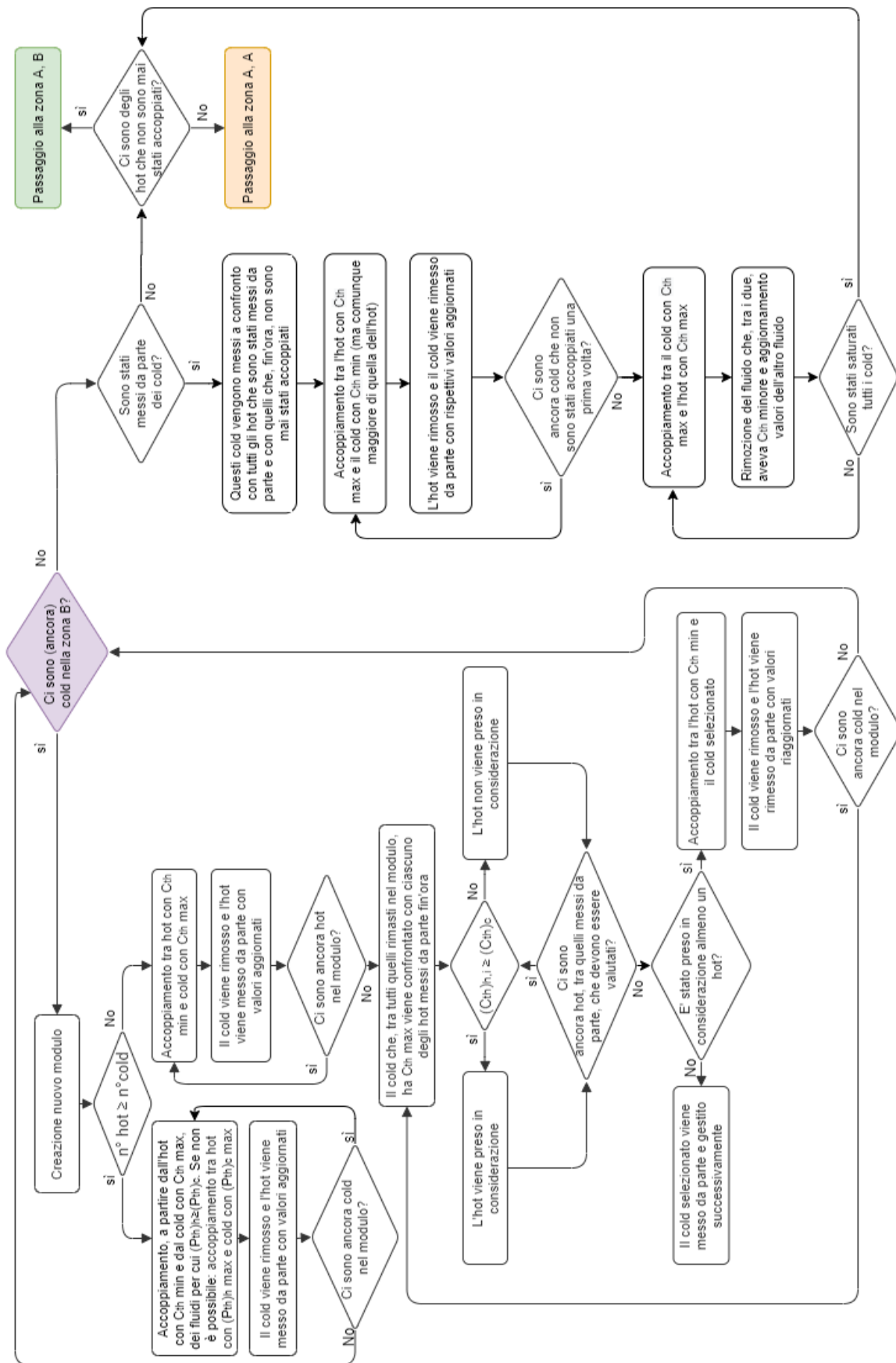


Figura 2 Diagramma di flusso per il progetto della zona B-B.

2.1.1.2 Zona A-B

Una volta conclusa la gestione dei fluidi freddi presenti nella zona B, se rimangono a disposizione dei fluidi caldi che non sono stati coinvolti in alcuno scambio termico, si potrebbe ricorrere all’ausilio di utenze refrigeranti esterne. Prima di procedere in questa maniera, però, è opportuno considerare la possibilità di raffreddare, almeno in parte, questi fluidi, sfruttando alcuni dei fluidi freddi appartenenti alla zona A: si passa quindi alla gestione degli accoppiamenti nella zona intermedia A-B.

In questa zona non si corre più il rischio di effettuare degli scambi di calore attraverso il pinch, motivo per cui non è più strettamente necessario che la capacità termica del fluido caldo sia maggiore di quella del fluido freddo. Bisogna quindi solo scegliere i fluidi più opportuni, dal punto di vista del recupero energetico, per la partecipazione allo scambio termico, facendo però attenzione che nei singoli scambiatori di calore non si verifichi mai che la minima differenza di temperatura ΔT_{min} sia minore della differenza di temperatura al pinch point ΔT_{pp} . I primi due fluidi per i quali viene valutata la possibilità di prendere parte in uno scambio termico sono il fluido freddo che, tra tutti quelli a disposizione nella zona A, ha temperatura di uscita massima, e il fluido caldo che, tra tutti quelli rimasti nella zona B, ha capacità termica massima. Scegliendo di volta in volta i fluidi freddi con temperature di uscita maggiori, infatti, ci si pone in una situazione favorevole per poi procedere con il progetto della zona A-A. L’intero approccio seguito nella gestione della rete nella zona A-B è illustrato nel diagramma di flusso di Figura 3.

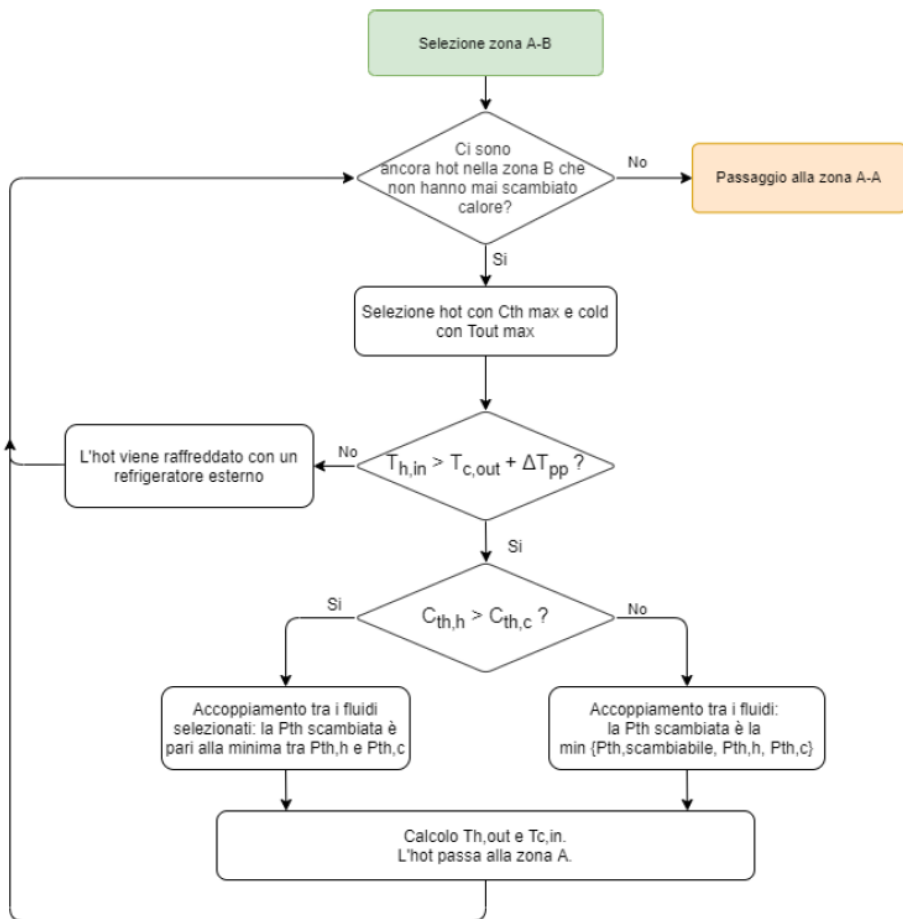


Figura 3 Diagramma di flusso per il progetto della zona A-B.

2.1.1.3 Zona A-A

Così come nella zona intermedia A-B, nella zona A-A non risulta più essere d’obbligo che la capacità termica del fluido caldo in esame debba essere maggiore di quella del fluido freddo che gli si vuole accoppiare; tuttavia, si dà priorità ad accoppiare fluidi che rispettino questa caratteristica. Ora lo scopo è quello di

saturare tutti i fluidi freddi e nel farlo bisogna cercare di utilizzare il minor numero di scambiatori di calore, evitando di ripartire i fluidi laddove sia possibile. Inoltre, allontanandosi dal pinch, non è detto che tutti i fluidi caldi si trovino a temperature maggiori dei fluidi freddi. Quindi, per ogni possibile coppia di fluidi bisogna innanzi tutto verificare che le temperature in gioco permettano un corretto scambio di potenza termica, accertandosi che negli scambiatori di calore non si verifichi mai che ΔT_{min} sia minore di ΔT_{pp} . L'approccio con cui viene gestito il progetto della rete in questa zona non si basa più sulla suddivisione dei fluidi all'interno di moduli, bensì sul confronto dei singoli fluidi freddi con ciascun fluido caldo della zona.

Il primo fluido freddo che viene preso in considerazione è quello con temperatura di uscita dalla zona maggiore, poiché risulta essere il più critico da gestire rispetto ai vincoli sulle temperature. Nel confrontare il fluido freddo in esame con i fluidi caldi, questi vengono per prima cosa suddivisi in due gruppi, il primo contenente i fluidi caldi con capacità termica maggiore rispetto a quella del fluido freddo (Gruppo I) e il secondo contenente i fluidi che, invece, hanno capacità termica minore rispetto a quella del fluido freddo (Gruppo II). Successivamente, dai due gruppi formati vengono rimossi i fluidi per cui non si verifica che la differenza di temperatura lato destro dell'eventuale scambiatore sia minore del ΔT_{pp} . Si passano in rassegna tutti i fluidi caldi del Gruppo I, partendo da quello a temperatura di ingresso (quindi quella maggiore del fluido) minore fino a quello con temperatura di ingresso maggiore, e il primo di questi che risulta avere potenza termica scambiabile maggiore di quella che il fluido freddo selezionato deve acquisire viene scelto per l'accoppiamento con il fluido freddo. Se in questo gruppo non viene trovato nessun fluido caldo a potenza termica maggiore, il fluido freddo non viene accoppiato subito, ma viene messo a confronto con i fluidi caldi del secondo gruppo. Se, passati in rassegna tutti i fluidi caldi del Gruppo I, il fluido freddo non è stato ancora accoppiato, si prende in analisi il Gruppo II applicando la stessa procedura vista per il Gruppo I e verificando che il ΔT_{min} non sia minore del ΔT_{pp} . In aggiunta, è necessario specificare che, a differenza del progetto della zona B-B, dove se un fluido viene accoppiato più di una volta, questo viene ripartito e quindi l'accoppiamento risulta essere realizzato ponendo gli scambiatori in parallelo, nella zona A-A si è scelto di poter effettuare gli accoppiamenti sia in parallelo che in serie, con quest'ultima opzione da preferire laddove è possibile la sua effettuazione. Se il fluido freddo non risulta ancora gestito lo si confronta con i fluidi caldi che sono già stati accoppiati in precedenza. Anche in questo caso, i fluidi vengono separati in due gruppi in base ai valori della capacità termica e di temperatura iniziale e finale. Si procede cercando prima all'interno del Gruppo III e poi nel Gruppo IV. L'intero approccio seguito nella gestione della rete nella zona A-B è illustrato nel diagramma di flusso di Figura 4.

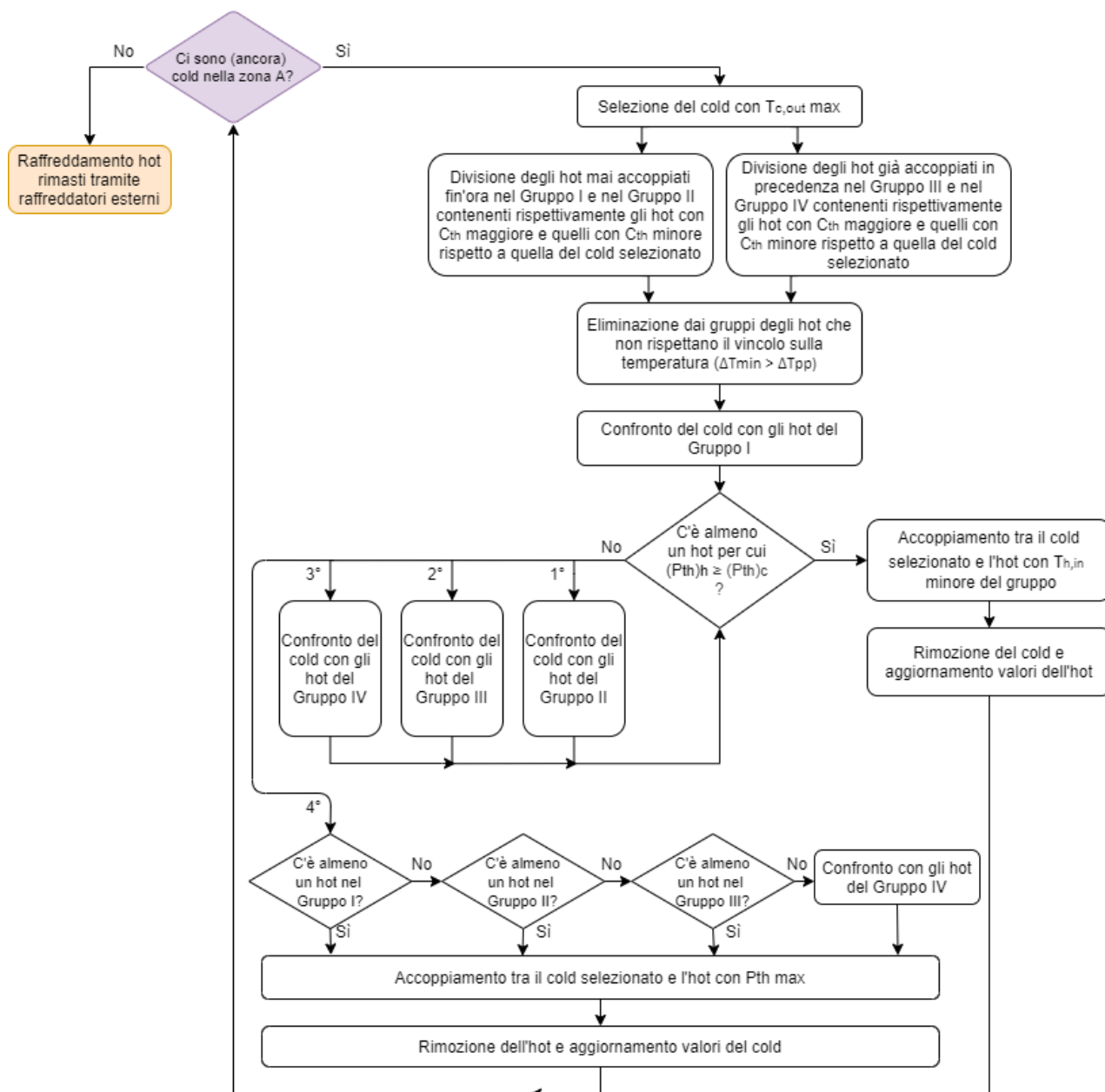


Figura 4 Diagramma di flusso per il progetto della zona A-A.

2.1.2 Progetto della rete sopra in pinch

Nel progetto sopra il pinch, analogamente a quello sotto il pinch, si parte dalla zona C e, una volta accoppiati (e quindi raffreddati) tutti i fluidi caldi coinvolti con dei fluidi freddi, si passa alla zona D. I fluidi freddi che non hanno potuto completare il loro riscaldamento all'interno di scambiatori di calore con i fluidi caldi di processo, vengono riscaldati con riscaldatori esterni (*hu* - hot utilities). Questa parte del progetto è molto simile a quella sotto il pinch, in quanto i criteri applicati nella scelta dei fluidi da accoppiare, i quali mirano all'ottimo energetico della HEN, sono gli stessi. Pertanto, per semplicità di esposizione, nei successivi paragrafi ci si limita a riportare i diagrammi di flusso che illustrano le procedure seguite per il progetto della rete nelle diverse zone.

2.1.2.1 Zona C-C

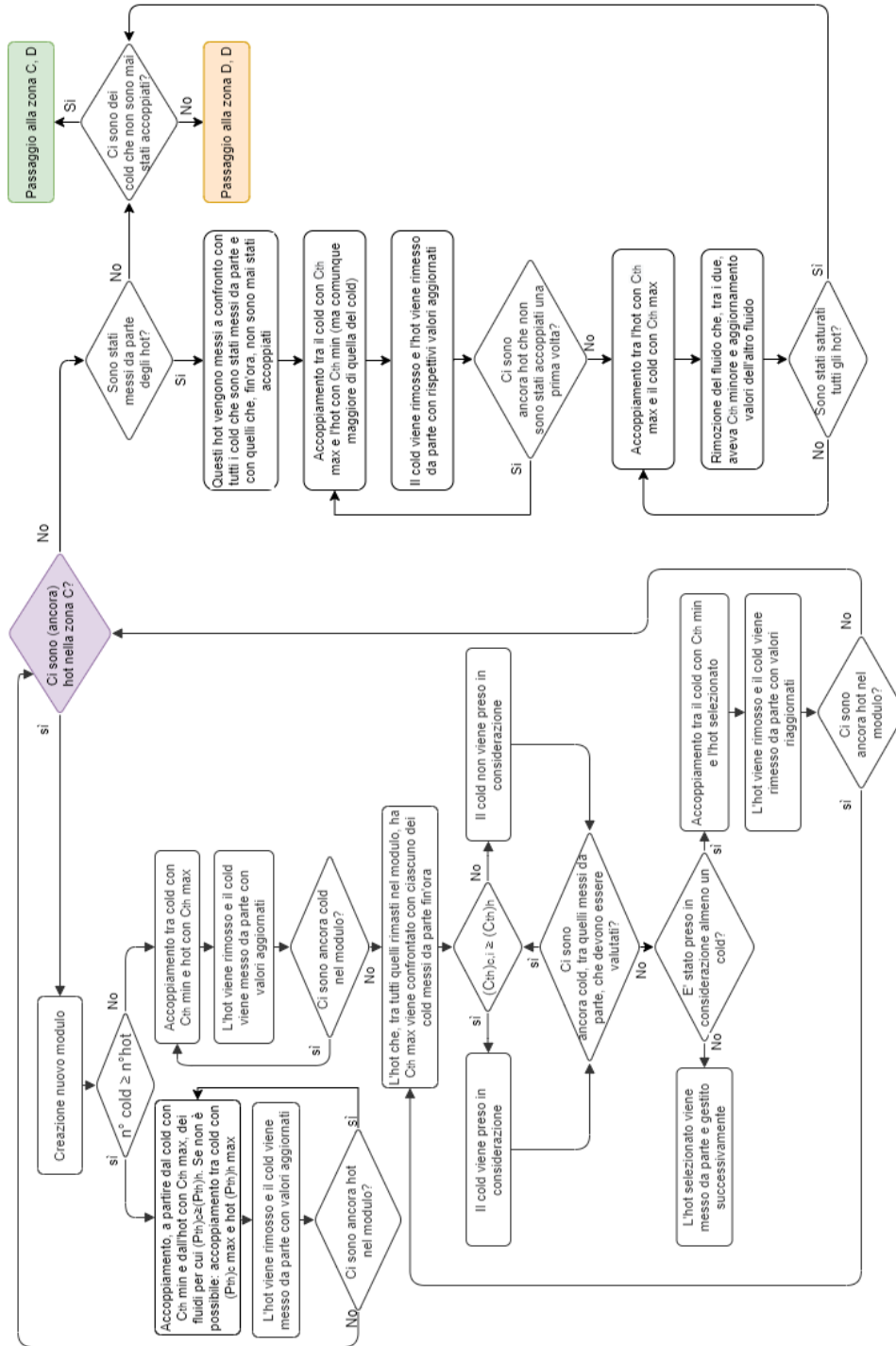


Figura 5 Diagramma di flusso per il progetto della zona C-C.

2.1.2.2 Zona C-D

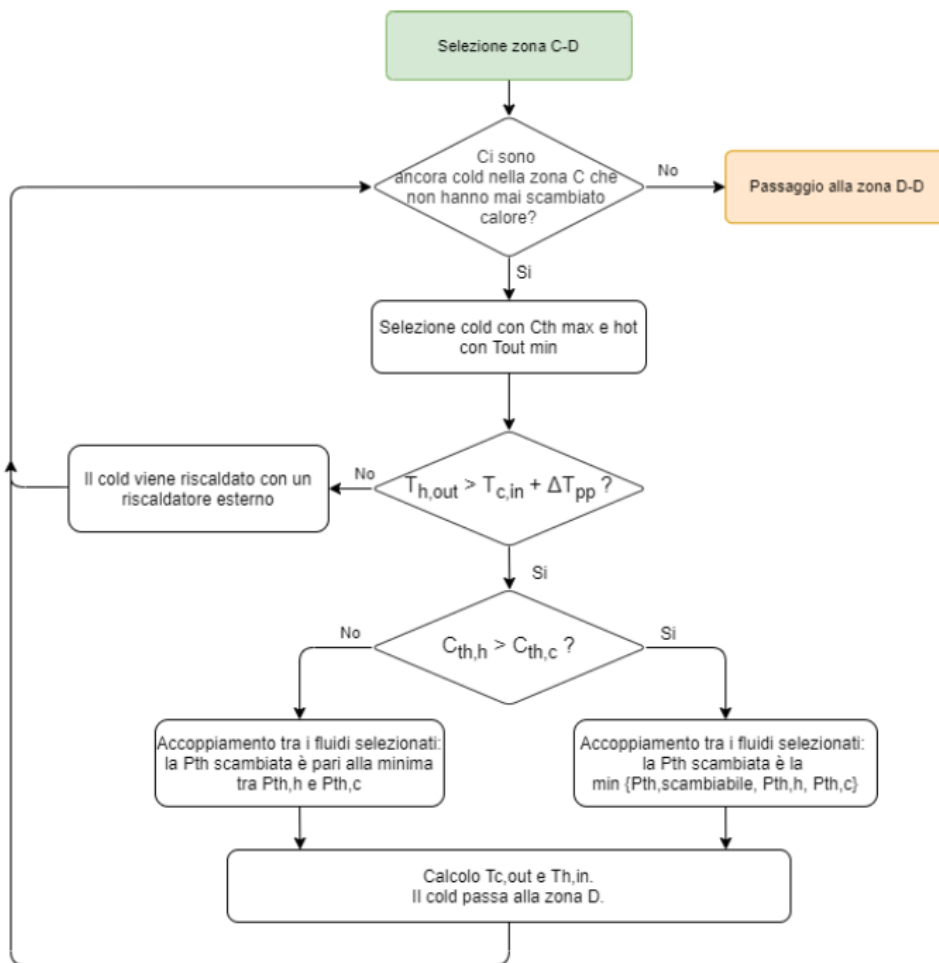


Figura 6 Diagramma di flusso per il progetto della zona C-D.

2.1.2.3 Zona D-D

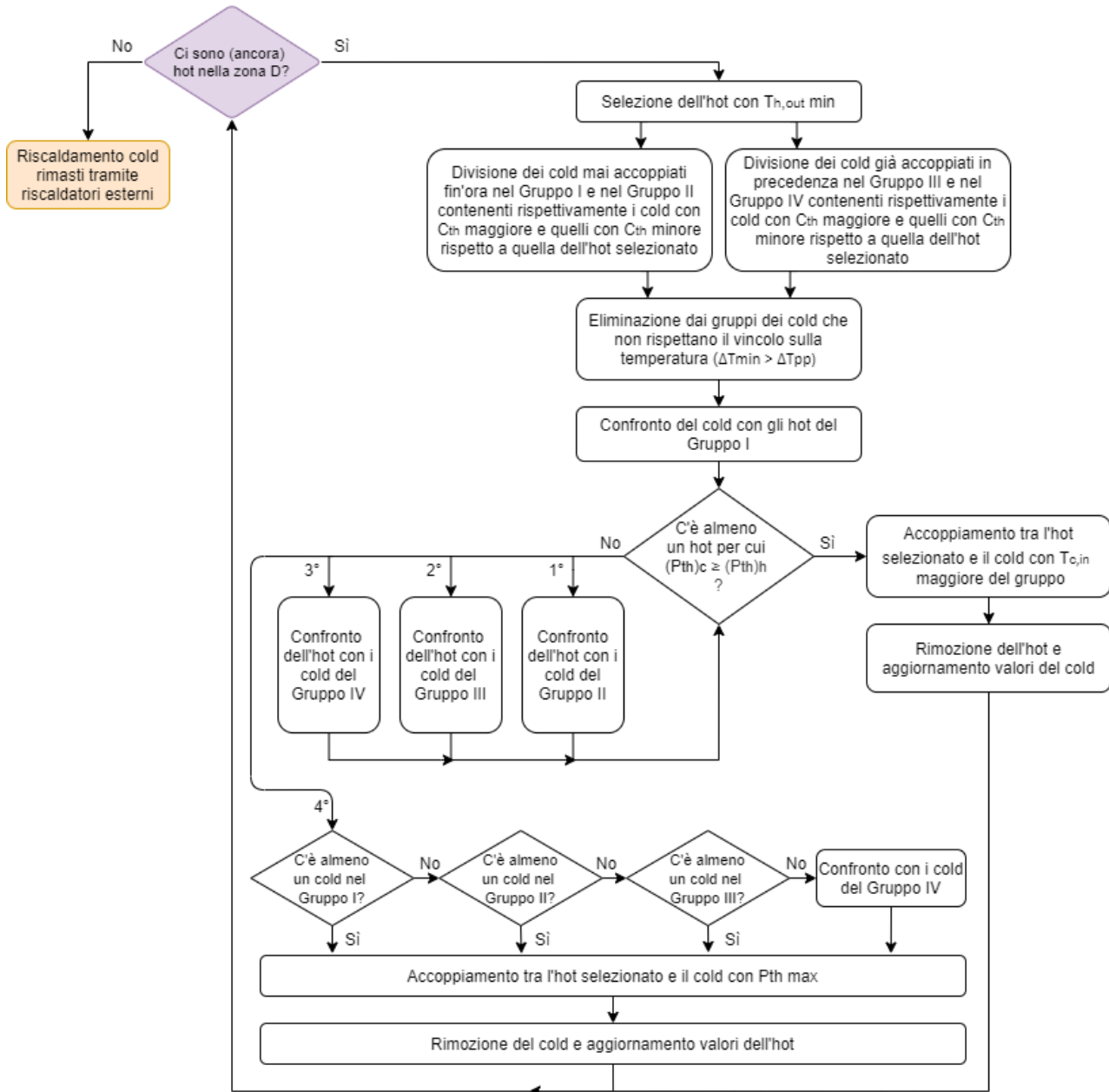


Figura 7 Diagramma di flusso per il progetto della zona D-D.

2.2 Sviluppo del codice di calcolo per il MER design

Nei seguenti paragrafi viene spiegato in che modo la logica degli accoppiamenti è stata concretizzata sotto forma di codice e resa dunque automatica. Poiché le logiche seguite sopra e sotto il pinch sono speculari, ci si limiterà ad approfondire solo il progetto sotto il pinch, affrontando prima quello della zona B-B e poi quello delle zone A-B ed A-A. Per la realizzazione del codice è stato utilizzato il linguaggio Visual Basic for Application (VBA), con il quale è possibile creare delle macro associate agli oggetti di MS Excel®.

2.2.1 Struttura delle macro per l'automatizzazione degli accoppiamenti

La Pinch Technology prevede che il progetto della rete venga effettuato separatamente per quanto riguarda i fluidi coinvolti sotto il pinch e per quelli coinvolti sopra il pinch. Di conseguenza, anche le macro per l'automatizzazione degli accoppiamenti sotto e sopra il pinch sono state create separatamente e lavorano quindi in maniera autonoma l'una dall'altra. Inoltre, al fine di rispettare la prima regola fondamentale per la

quale non deve essere trasferito calore attraverso il pinch, in entrambi i casi il progetto ha inizio in prossimità del pinch e se ne allontana. Dunque, il lavoro è stato suddiviso in due macro, ognuna delle quali è a sua volta suddivisa in due subroutine: la prima che realizza il progetto della zona più prossima al pinch (zona B-B nel caso del progetto sotto il pinch; zona C-C nel caso del progetto sopra il pinch) e la seconda che riguarda le zone più esterne (A-B ed A-A; C-D e D-D).

2.2.1.1 Analisi della struttura del codice per il progetto della zona B-B

Il codice può essere idealmente suddiviso in sezioni, ognuna delle quali è adibita a una funzione. Nella Figura 8 è rappresentata una scaletta in cui viene schematizzata questa suddivisione, con le varie parti numerate in base al loro legame consecutivo.

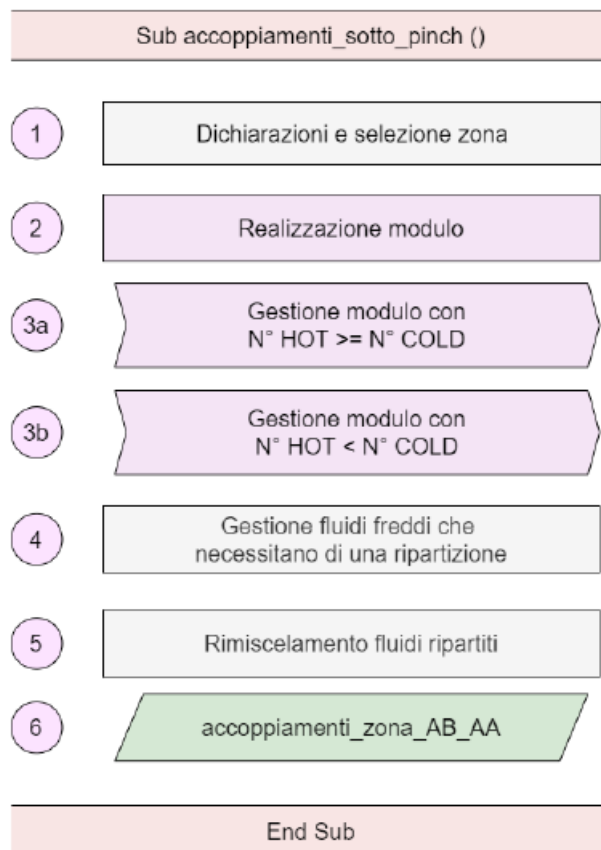


Figura 8 Struttura sezioni del codice della zona B-B.

1. Terminate le dichiarazioni all'interno di una Sub si specifica la zona nella quale si effettuano gli accoppiamenti, per farlo si seleziona il foglio (DEFvar) e le celle nelle quali vanno inserite le lettere indicative della zona desiderata. Dopo aver specificato la zona, attraverso la macro "DEFvar" vengono

elencati in una tabella i fluidi della rispettiva zona ordinati in modo crescente rispetto ai valori delle proprie capacità termiche (figura 9).

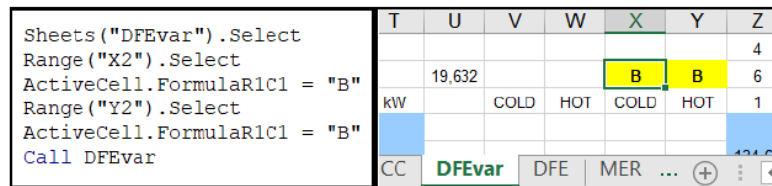


Figura 9 Istruzioni per la selezione della zona B-B.

- Una volta chiamata la macro *DFEvar*, oltre agli indici e alle designazioni “HOT” o “COLD” dei fluidi appartenenti alla zona selezionata, vengono riportati anche i rispettivi valori delle capacità e delle potenze termiche, oltre che quelli delle temperature di ingresso e di uscita dei singoli fluidi. Il primo modulo inizia con il primo fluido caldo della tabella e, avanzando verso il basso, termina con il fluido freddo dopo il quale è presente nuovamente un fluido caldo.
- Nella gestione dei moduli con numero di fluidi caldi maggiore o uguale a quello dei fluidi freddi si procede valutando se vi sono fluidi caldi con potenza termica maggiore rispetto a quella richiesta dai freddi. Dopo questa prima valutazione, se non sono stati effettuati tutti gli accoppiamenti, si procede accoppiando insieme i fluidi caldo e freddo che, tra tutti quelli del modulo, hanno potenze termiche massime. Di conseguenza, la sezione del codice che gestisce gli accoppiamenti di questa tipologia di modulo è composta da due parti, ognuna delle quali esegue gli accoppiamenti secondo un criterio diverso.

Nella Figura 10, è illustrata la tabella dove vengono riportati:

- le potenze termiche scambiate,
- gli indici dei fluidi che partecipano allo scambio termico,
- le lettere indicative della zona in cui avviene l'accoppiamento,
- le capacità termiche dei fluidi partecipanti allo scambio termico,
- le temperature di ingresso e di uscita dallo scambiatore di calore dei due fluidi.

D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O
24	Pth	COLD	HOT	COLD	HOT	Cth_cold	Cth_hot	Tin_cold	Tout_cold	Tin_hot	Tout_hot
hx-01	28,4074427	4	14	B	B	62,080589	62,080589	90,8	91,25759	100	99,54241
hx-02	264,650069	7	14	B	B	18,055497	18,055497	76,6	91,25759	100	85,34241
hx-03	106,259526	10	14	B	B	14,442165	14,442165	83,9	91,25759	100	92,64241
hx-04	164,284221	9	12	B	B	8,0261899	8,2142111	70,789071	91,25759	100	80
hx-05	136,498809	1	17	B	B	6,5098114	6,7573668	70,289423	91,25759	100	79,8

Figura 10 Esempio di layout della tabella con i risultati della macro per gli accoppiamenti sotto il pinch.

Anche per i moduli composti da più fluidi freddi che caldi sono previste due fasi (e quindi due sezioni di codice):

- nella prima vengono accoppiati una prima volta ciascun fluido caldo con uno dei fluidi freddi del modulo, scegliendo di volta in volta il fluido caldo con capacità termica minore e il fluido freddo con capacità termica maggiore (ma comunque minore di quella del fluido caldo).
- nella seconda, i fluidi freddi rimanenti nel modulo devono necessariamente essere accoppiati con dei fluidi caldi che hanno già preso parte in uno scambio termico in precedenza all'interno

della zona B-B; tra questi, si va a scegliere quello con capacità termica minima (ma comunque maggiore di quella del fluido freddo).

4. È possibile che per alcuni fluidi freddi non venga trovato alcun fluido caldo a capacità termica maggiore. In questo caso, questi fluidi vengono inseriti all'interno del Dictionary *old_modules_cold_dict_ct* e vengono gestiti tutti in un secondo momento. Siccome i fluidi freddi in questione devono inevitabilmente essere ripartiti (ovvero devono partecipare ad almeno due scambi termici), anche per la loro gestione sono previste due fasi e, quindi, due diversi cicli nel codice. Nella prima fase, vengono accoppiati una prima volta ciascun fluido freddo contenuto in *old_modules_cold_dict_ct*: la potenza termica viene fatta scambiare tra il fluido caldo a capacità termica maggiore e il fluido freddo a capacità termica minore (ma comunque maggiore di quella del fluido caldo). Si effettua poi un secondo ciclo in cui i fluidi freddi vengono riesaminati e riaccoppiati. Questa volta, i fluidi che prendono parte allo scambio termico sono quelli che risultano avere le capacità termiche maggiori tra tutti quelli rimasti nella zona B-B. Nella seconda fase si tiene conto del fatto che potrebbe essere necessario accoppiare un fluido freddo più di una volta, situazione che si potrebbe verificare per fluidi freddi con capacità termica particolarmente elevata. Nel codice sono previste una serie di considerazioni atte a comprendere innanzi tutto quale tra la capacità termica del fluido caldo e del fluido freddo sia la maggiore e, di conseguenza, quale sia il valore di potenza termica scambiabile tra i due fluidi. La determinazione di quale tra i due fluidi debba essere rimosso dal rispettivo Dictionary (poiché saturato), infine, viene eseguita in base alla potenza termica scambiata e alla capacità termica utilizzata da ciascun fluido nello scambio termico.
5. Una volta gestiti tutti i fluidi freddi della zona corrente, prima di passare a quella intermedia (A-B), è necessario effettuare il rimisclamento di tutti quei fluidi che sono stati ripartiti. Bisogna quindi ricongiungere (idealmente) le varie porzioni di fluido che hanno preso parte negli accoppiamenti in parallelo e calcolare la temperatura del fluido una volta rimisclato. Questa temperatura sarà pari alla media ponderata rispetto alle quantità di capacità termica utilizzata di tutte le temperature, di uscita per i fluidi caldi e di ingresso per i fluidi freddi, calcolate dopo ogni scambio termico a cui ha preso parte il singolo fluido.
6. La subroutine per gli accoppiamenti della zona B-B termina con la chiamata della subroutine successiva, che è stata nominata "*accoppiamenti_zona_AB_AA*", e con il trasferimento all'interno di essa dei due Dictionaries *hot_dict_to* e *cold_dict_ti*.

2.2.1.2 *Analisi della struttura del codice per il progetto delle zone A-B e B-B*

Anche la subroutine "*accoppiamenti_zona_AB_AA*" può essere suddivisa in sezioni, come illustrato in Figura 11.

1. Iniziata la Sub, vengono dichiarate tutte le variabili e gli oggetti utilizzati nel codice, i quali sono stati nominati per la maggior parte allo stesso modo di quelli introdotti nella subroutine precedente.
2. Si procede poi andando a selezionare la zona A-B. Questa parte del codice non prevede la suddivisione dei fluidi in moduli.

Per quanto riguarda i fluidi freddi che non hanno interessato la zona B-B, la temperatura di uscita viene estrapolata dai valori inseriti nelle celle della colonna numero 10 della tabella. Per i fluidi freddi che, invece, hanno preso parte agli scambi termici effettuati nella zona precedente. Si noti inoltre che ad entrambe le temperature di uscita e di ingresso dei fluidi freddi viene sommata la quantità

dt_{pp} , variabile in cui è stato inserito il valore del ΔT_{pp} . Questa scelta è stata presa al fine di agevolare i passaggi successivi che riguarderanno la verifica del vincolo sulle temperature.



Figura 11 Struttura sezioni del codice delle zone A-B e A-A.

3. Gli accoppiamenti in questa zona vengono effettuati tra il fluido freddo che, tra tutti quelli appartenenti alla zona A, ha temperatura di uscita massima e il fluido caldo che, tra tutti quelli rimasti nella zona B, ha capacità termica massima. Selezionati i due fluidi bisogna innanzitutto verificare che la differenza di temperatura lato destro non sia minore del ΔT_{pp} . Se questo vincolo è verificato, si procede con l'accoppiamento dei due fluidi, altrimenti il raffreddamento del fluido caldo in esame viene realizzato direttamente tramite un'utenza esterna. Nel caso in cui la capacità termica del fluido freddo sia maggiore di quella del fluido caldo, è necessario calcolare la potenza termica scambiabile affinché sia garantito che il ΔT_{min} caratterizzante lo scambiatore non sia minore del ΔT_{pp} . Bisogna poi valutare se la potenza acquisibile dal fluido freddo e quella cedibile dal fluido caldo sia quella minima, ovvero quella che verrà effettivamente scambiata tra i due fluidi. Se, invece, la capacità termica del fluido freddo è minore rispetto a quella del fluido caldo, essendo il ΔT_{min} pari alla differenza di temperatura che si instaura lato destro, questo è già stato ritenuto accettabile. Di conseguenza, in questo caso, tra i due fluidi verrà scambiata la minima tra la potenza termica acquisibile dal fluido freddo e quella cedibile dal fluido caldo. In ogni caso, ad accoppiamento avvenuto:
 - viene calcolata la temperatura di uscita del fluido caldo all'interno di *hot_dict_t_in*, ovvero il Dictionary che contiene i valori di quelle che, per gli scambi termici futuri, risulteranno essere le temperature di ingresso nello scambiatore
 - viene calcolata la temperatura di ingresso del fluido freddo all'interno di *cold_dict_t_out*, Dictionary che contiene i valori di quelle che, per gli scambi termici futuri, risulteranno essere le temperature di uscita dallo scambiatore

- non vengono calcolati i valori di capacità termica ancora utilizzabile dal fluido, poiché in questi accoppiamenti i fluidi partecipano nella loro interezza (non si effettuano scambi di calore in parallelo)
 - non vengono calcolati i valori di potenza termica che i singoli fluidi dovranno ancora scambiare per giungere alle temperature di progetto, dal momento che, terminata questa sezione di codice, viene chiamata la macro *DFEvar*, la quale realizza di per sé questo tipo di aggiornamento
4. Terminata la gestione di tutti i fluidi caldi presenti nella zona B, si procede con il progetto della zona A-A. Questa zona viene quindi selezionata e vengono creati i Dictionaries *hot_dict* e *cold_dict*, nei quali vengono inseriti da subito tutti i fluidi appartenenti alla zona selezionata, con annessi valori di capacità e potenza termiche e di temperature di ingresso e di uscita, in maniera analoga a quanto visto al punto 2.
 5. Si procede con la selezione del fluido freddo che presenta la massima temperatura di uscita. Questo viene messo a confronto con ognuno dei fluidi caldi, con lo scopo di suddividere questi fluidi all'interno di quattro diversi Dictionaries. I primi due gruppi (Dictionaries) contengono i fluidi caldi che non hanno mai preso parte in alcuno scambio termico all'interno della zona corrente. Se il fluido freddo selezionato ha capacità termica maggiore rispetto a quelle dei singoli fluidi caldi allora questi fluidi vengono inseriti all'interno di *hot_dict_low* (Gruppo II), altrimenti vengono inseriti all'interno di *hot_dict_up* (Gruppo I). In entrambi i casi, però, l'inserimento del fluido si effettua solo se è rispettato il vincolo sulla differenza di temperatura lato destro. Per quanto riguarda invece i fluidi caldi che nella zona corrente hanno già partecipato a uno scambio termico senza essere arrivati a saturazione, questi vengono inseriti all'interno di *hot_dict_low_s* (Gruppo IV) o di *hot_dict_up_s* (Gruppo III) a seconda dei valori di capacità termica dei singoli fluidi rispetto a quella del fluido freddo di interesse, analogamente a come fatto per i primi due gruppi.
 6. Il fluido freddo con temperatura di uscita massima viene messo a confronto con i fluidi caldi selezionati dei Gruppi I, II, III e IV con lo scopo di trovarne uno a potenza termica cedibile maggiore rispetto a quella richiesta dal fluido in analisi. Se l'accoppiamento non è ancora avvenuto, si riconfronta il fluido freddo con i fluidi caldi selezionati, seguendo lo stesso ordine precedente, ma stavolta scegliendo il fluido caldo che, tra quelli del primo Dictionary non vuoto portato in rassegna, presenta la massima potenza termica scambiabile.
 7. Una volta completati i riscaldamenti di tutti i fluidi freddi sotto il pinch, prima di procedere con il raffreddamento dei fluidi caldi tramite l'ausilio di refrigeratori esterni, è necessario eseguire il rimiscelamento di tutti i fluidi che sono stati ripartiti, il quale viene realizzato in maniera del tutto analoga a quanto visto nella subroutine precedente.
 8. Per ultimare il progetto sotto il pinch, non rimane che completare il raffreddamento dei fluidi caldi che non sono ancora giunti alla temperatura di progetto ricorrendo all'utilizzo di utenze esterne. Come preannunciato al punto 3, il raffreddamento con tali utenze si realizza semplicemente andando a scrivere nella cella W2 del foglio *DFEvar* l'indice del singolo fluido caldo e nella cella V2 la sigla cu (cold utility).
Nel ciclo vengono poi inserite le altre consuete istruzioni per completare l'accoppiamento ed eliminare il fluido dal Dictionary in cui esso è inserito.

2.3 Caso di studio esemplificativo

Si prende come caso esemplificativo per illustrare l'applicazione della procedura appena descritta il caso con due fluidi caldi e due fluidi freddi le cui specifiche di progetto sono sintetizzate in Tabella 1 (la tabella va compilata nel foglio "input"). L'applicazione della macro per la realizzazione dell'approccio grafico consente di individuare gli intervalli di temperatura dei fluidi caldi e dei fluidi freddi, come mostrato nei diagrammi di Figura 12, oltre che le curve cumulative dei fluidi illustrate in Figura 13 nel foglio "HC-CC". Con quella per l'approccio analitico, invece, viene ricavato il diagramma a cascata riportato in Tabella 2 visibile nel foglio "PT".

Tabella 1 Specifiche di progetto dei fluidi di processo del primo caso studio

Codice fluido	Temperatura ingresso °C	Temperatura uscita °C	Capacità termica kW/K	Coefficiente convettivo W/m ² K	Capacità termica kW/K	Potenza termica kW	Tipo fluido
S1	400	310	2	500	2,00	180	HOT
S2	300	390	1,8	750	1,80	162	COLD
S3	330	370	4	600	4,00	160	COLD
S4	450	350	1	800	1,00	100	HOT

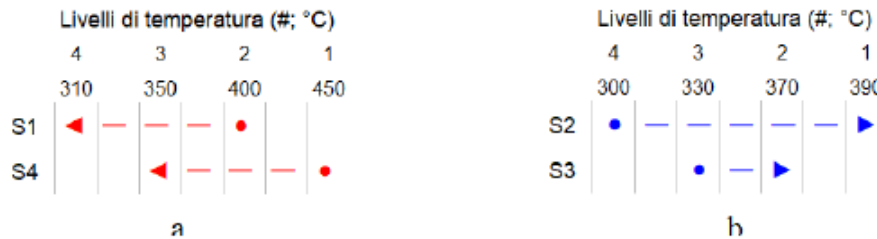


Figura 12 Intervalli di temperatura delle curve cumulative dei fluidi caldi (a) e freddi (b).

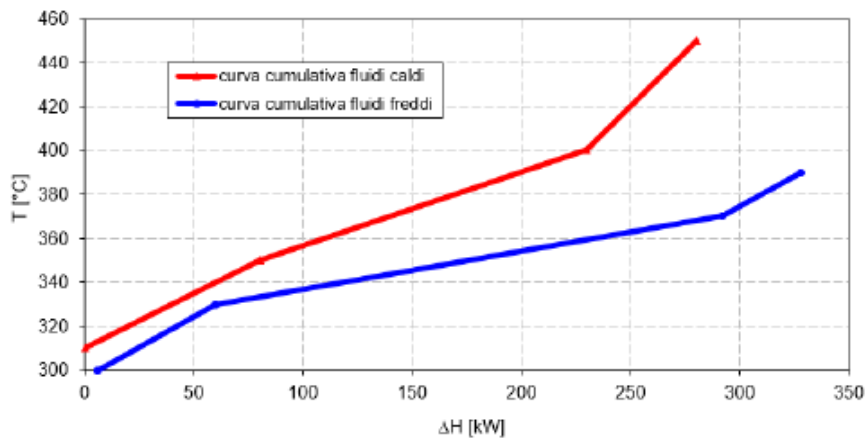


Figura 13 Curve cumulative dei fluidi caldi e dei fluidi freddi nel diagramma T- ΔH.

Tabella 2 Diagramma a cascata della Pinch Technology

Temperatura aggiustata °C	Intervallo temperatura	$T_{(i+1)} - T_i$ °C	mCp_{net} kW/K	Bilancio netto nell'intervallo kW		Bilancio cumulativo	Bilancio cumulativo modificato	
445,00				▼		0	-48,0	
395,00	1	50,00	-1,0	-50,00	surplus	-50,0	-98,0	
375,00	2	20,00	-1,2	-24,00	surplus	-74,0	-122,0	
345,00	3	30,00	2,8	84,00	demand	10,0	-38,0	
335,00	4	10,00	3,8	38,00	demand	48,0	0,0	PINCH
305,00	5	30,00	-0,2	-6,00	surplus	42,0	-6,0	

Vengono inoltre valutati i minimi scambi di energia con l'esterno ($\dot{Q}_{cu,min}$ e $\dot{Q}_{hu,min}$) e la potenza termica scambiabile tra i fluidi di processo ($\dot{Q}_{hx,max}$), oltre che la superficie totale di scambio termico e relativi costi fissi, variabili e totali, nel caso di $\Delta T_{pp} = 10^\circ\text{C}$: in Tabella 3 sono riportati tali risultati che vengono elencati nel foglio "dTmin" del modulo Excel.

Tabella 3 Principali risultati della Pinch Technology

DTmin	[°C]	10
Tcc,pinch	[°C]	330
Thc,pinch	[°C]	340
Qhu,min	[kW]	48
Qcu,min	[kW]	6
Qhx,max	[kW]	274
AHEN	[m2]	44,16772
Cfix	[€/a]	12966,02
Cvar	[€/a]	3088,005
Ctot	[€/a]	16054,02

Chiamando la Macro *dTmin* è invece possibile individuare il valore di ΔT_{pp} che consente di minimizzare i costi annui di gestione (ottenuti dalla somma dei costi di capitale relativi agli scambiatori di calore e dai costi di energia associati all'utilizzo di fluidi esterni), l'analisi è riportata nel foglio dTmin. Dal grafico mostrato in Figura 14, che rappresenta l'andamento di questi costi e della potenza termica scambiata nel refrigeratore esterno al variare del ΔT_{min} (ΔT_{pp}), emerge che per valori di ΔT_{min} superiori a 10°C i costi annui di gestione aumentano significativamente, mentre il valore di ΔT_{min} minimo realizzabile che consente di azzerare la potenza termica da scambiare con il refrigeratore esterno (\dot{Q}_{cu}) è pari a 7°C .

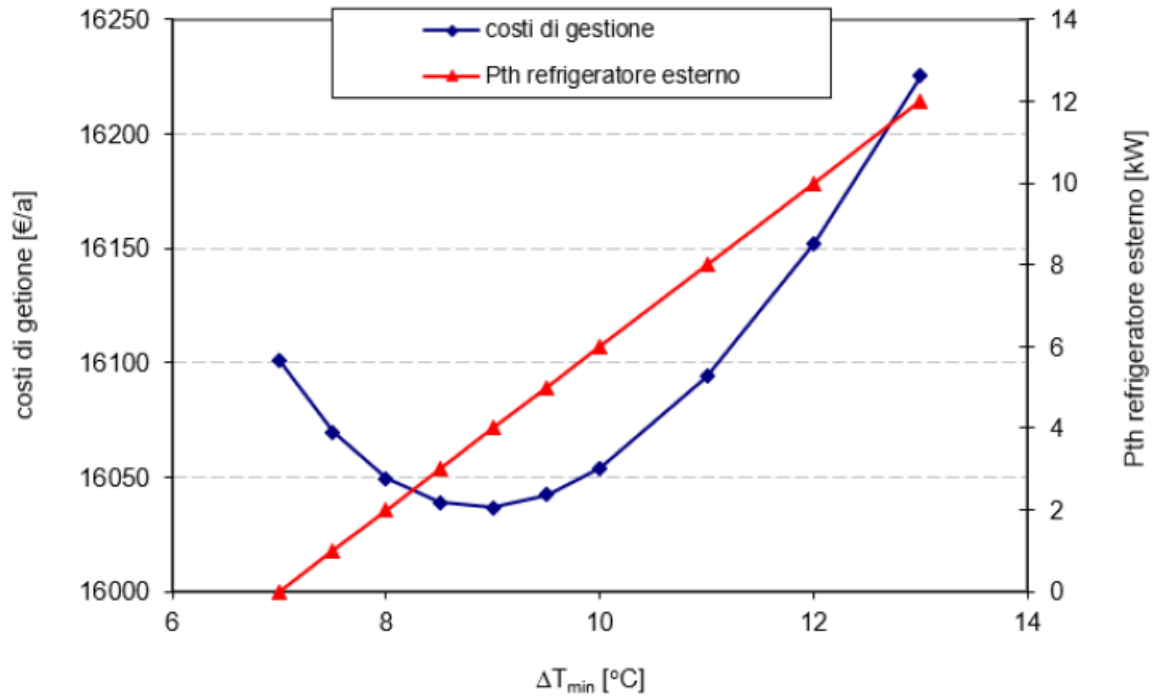


Figura 14 Andamento dei costi annui di gestione al variare del ΔT_{min} .

							°C	°C	°C	°C	pinch	°C	°C		kW	kW	kW	kW	
1	0,5	2	60	1	S1	HOT	2	400	310	310	340	400				-60	-120		
2	0,5556	1,8	54	2	S2	COLD	1,8	300	390	300	330	390				54	108		
3				3	S3	COLD	4	330	370		330	370					160		
4				4	S4	HOT	1	450	350			350	450						-100

a) Fluidi individuati nella zona B B

							°C	°C	°C	°C	pinch	°C	°C		kW	kW	kW	kW	
1	0,5	2	6	1	S1	HOT	2	400	310	310	340	400			-6		-120		
2				2	S2	COLD	1,8	300	390	300	330	390					108		
3				3	S3	COLD	4	330	370		330	370					160		
4				4	S4	HOT	1	450	350			350	450						-100

b) Fluidi individuati nella zona A A

	2	Pth	COLD	HOT	COLD	HOT	Cth_cold	Cth_hot	Tin_cold	Tout_cold	Tin_hot	Tout_hot
hx-01	hx-01	54	2	1	B	B	1,8	1,8	300	330	340	310
hx-02	cu-01	6	cu	1	A	A		2			313	310
hx-03												

c) Risultati della macro per il progetto sotto il pinch

Figura 15 Fluidi individuati nelle zone B-B (a), A-A (b) e risultati del progetto sotto il pinch (c).

								°C	°C	°C	°C	pinch	°C	°C		kW	kW	kW	kW
1	0,25	4	160	3	S3	COLD	4	330	370			330	370						160
2	0,5	2	120	1	S1	HOT	2	400	310			310	340	400					-120
3	0,5556	1,8	108	2	S2	COLD	1,8	300	390			300	330	390					108
4				4	S4	HOT	1	450	350					350	450				-100

a) Fluidi individuati nella zona C C

								°C	°C	°C	°C	pinch	°C	°C		kW	kW	kW	kW
1	0,5556	1,8	108	2	S2	COLD	1,8	300	390			300	330	390					108
2	1	1	100	4	S4	HOT	1	450	350					350	450				-100
3				1	S1	HOT	2	400	310			310	340	400					
4				3	S3	COLD	4	330	370			330	370						40

b) Fluidi individuati nella zona C D

								°C	°C	°C	°C	pinch	°C	°C		kW	kW	kW	kW
1	0,25	4	40	3	S3	COLD	4	330	370			330	370						40
2	0,5556	1,8	8	2	S2	COLD	1,8	300	390			300	330	390					8
3				1	S1	HOT	2	400	310			310	340	400					
4				4	S4	HOT	1	450	350					350	450				

c) Fluidi individuati nella zona D D

	6	Pth	COLD	HOT	COLD	HOT	Cth_cold	Cth_hot	Tin_cold	Tout_cold	Tin_hot	Tout_hot
hx-01	hx-01	54	2	1	B	B	1,8	1,8	300	330	340	310
hx-02	cu-01	8	cu	1	A	A		2			313	310
hx-03	hx-02	120	3	1	C	C	3	2	330	370	400	340
hx-04	hx-03	100	2	4	C	D	1,8	1	330	385,5556	350	350
hx-05	hu-01	40	3	hu	D	D	4		380	370		
hx-06	hu-02	8	2	hu	D	D	1,8		385,5556	390		

d) Risultato finale del progetto

Figura 16 Fluidi individuati nelle zone C-C (a), C-D (b), D-D (c) e risultati globali del progetto della HEN per il Mer design (d).

Si procede poi con l'attivazione delle macro per il MER (Maximum Energy Recovery) design, partendo da quella per il progetto sotto il pinch e seguendo con quella per il progetto sopra il pinch. I risultati ottenuti nel caso di $\Delta T_{pp} = 10^\circ\text{C}$ sono riportati in Figura 15 e in Figura 16. Nella zona B-B (tabella a della Figura 15) sono presenti solo il fluido caldo 1 e il fluido freddo 2, dunque questi vengono accoppiati assieme all'interno dello scambiatore hx-01, nel quale vengono scambiati 54 kW di potenza termica. Il fluido freddo passa così dalla temperatura di ingresso di 300°C a quella di uscita di 330°C , mentre quello caldo risulta passare dalla temperatura di ingresso di 340°C a quella di uscita di 310°C . Apparentemente, quindi, il fluido caldo 1 risulta essere stato raffreddato fino alla temperatura di progetto, equivalente proprio a 310°C . Tuttavia, le temperature riportate nella Figura 15 tabella c) vengono calcolate in relazione alle quantità di capacità termica che i singoli fluidi mettono in gioco nel singolo scambio termico, il quale, se effettuato in parallelo, prevede che venga utilizzata solo una parte di capacità termica, come descritto nei paragrafi precedenti. Pertanto, le temperature riportate in tabella, non rappresentando quelle di fine miscelamento, risultano spesso diverse rispetto alle temperature di fine scambio termico effettive. Queste ultime vengono determinate solo al termine della subroutine per la gestione dei fluidi nella zona B-B e vengono riportate poi come temperature iniziali nel passaggio alle zone successive. Infatti, come si può notare dalla Figura 15 tabella c), la temperatura di ingresso del fluido 1 nella zona A-A è proprio pari a $T_{1,out} = 313^\circ\text{C}$. Dal momento che non ci sono altri fluidi caldi nella zona B-B, la zona A-B viene bypassata e si procede direttamente alla zona A-A, nella quale è presente solo il fluido 1 (Figura 16 tabella b). Non resta quindi che completare il raffreddamento di 6 kW di questo fluido tramite un'utenza esterna (cu-01).

Passando ora al progetto sopra il pinch, dalla Figura 16 si può notare che nella zona C-C riportata nella Figura 16 tabella a) sono presenti, in ordine decrescente di capacità termica, i fluidi freddo 3, caldo 1 e freddo 2. Secondo la suddivisione in moduli vista in precedenza, il primo modulo preso in considerazione è quello composto dal fluido freddo 3 e dal caldo 1. Di conseguenza, questi due fluidi vengono accoppiati insieme all'interno dello scambiatore hx-02, nel quale vengono scambiati 120 kW di potenza termica, come si può vedere nella Figura 16 tabella d). Il fluido caldo 1 viene quindi saturato, mentre il fluido freddo 3 dovrà ancora acquisire una potenza termica pari a $(160 - 120) = 40$ kW. Anche in questo caso la temperatura di uscita del

fluido freddo 3 risulta essere pari a quella di progetto nonostante il fluido debba ancora scambiare della potenza termica. Per le ragioni spiegate precedentemente, però, tale temperatura non rappresenta la temperatura di uscita effettiva del fluido in esame.

Gestiti questi due primi fluidi, nella zona corrente rimane solo il fluido freddo 2: si passa quindi alla zona C-D (Figura 16 tabella b). Qui nasce quindi la possibilità di effettuare uno scambio termico tra i fluidi freddo 2 e caldo 4. Tra i due fluidi, infatti, viene fatta scambiare, all'interno dello scambiatore *hx-03*, una potenza termica pari a 100 kW, tale da completare il raffreddamento del fluido caldo 4. Al fluido freddo 2, invece, mancano ancora $(108 - 100) = 8$ kW per arrivare a saturazione. Il riscaldamento dei fluidi 3 e 2 viene ultimato infine con le utenze esterne *hu-01* e *hu-02* nella zona C-C, nella quale, come si può vedere dalla Figura 16 tabella c), non sono presenti fluidi caldi.

3 Impianti ORC per il recupero energetico a bassa temperatura

3.1 Introduzione

Il recupero del calore di scarto disponibile a bassa temperatura è un tema di grande interesse a livello industriale in quanto consentirebbe l'incremento delle prestazioni energetiche e il conseguente beneficio in termini economici, dovuto all'utilizzo di una risorsa che sarebbe altrimenti riversata nell'ambiente. Un'analisi compiuta in [6] mostra come nel mondo circa il 60% nell'energia termica di scarto sia caratterizzata da temperature al di sotto dei 100 °C. Questa percentuale sale fino all'80 % se si considera anche l'energia disponibile al di sotto dei 300 °C.

In [1] è stata condotta un'analisi più specifica sulla disponibilità di calore a media-bassa temperatura nell'Unione Europea; lo studio evidenzia come la disponibilità di calore ammonta a circa 300 TWh/anno, un terzo del quale a temperature inferiori a 200 °C e un ulteriore 25% tra i 200 °C e i 500 °C. In Figura 18 si osserva tale ripartizione nell'industria agroalimentare, largamente caratterizzata da cascami termici a bassa temperatura al di sotto dei 200 °C.

In virtù di tali considerazioni sull'abbondanza di sorgenti termiche disponibili si è deciso di focalizzare l'attenzione su tecnologie in grado di utilizzare in maniera diretta i flussi energetici per la produzione di energia elettrica (ORC) e per esigenze di riscaldamento/raffrescamento o per l'innalzamento del livello termico della sorgente (pompe di calore). Infatti, le tecnologie considerate consentono di operare in range di potenze dai pochi kW fino al MW specialmente nel caso degli ORC senza l'utilizzo di combustibili e processi di combustione che richiederebbero un apporto energetico addizionale come nel caso di microturbine a gas e motori a combustione interna.

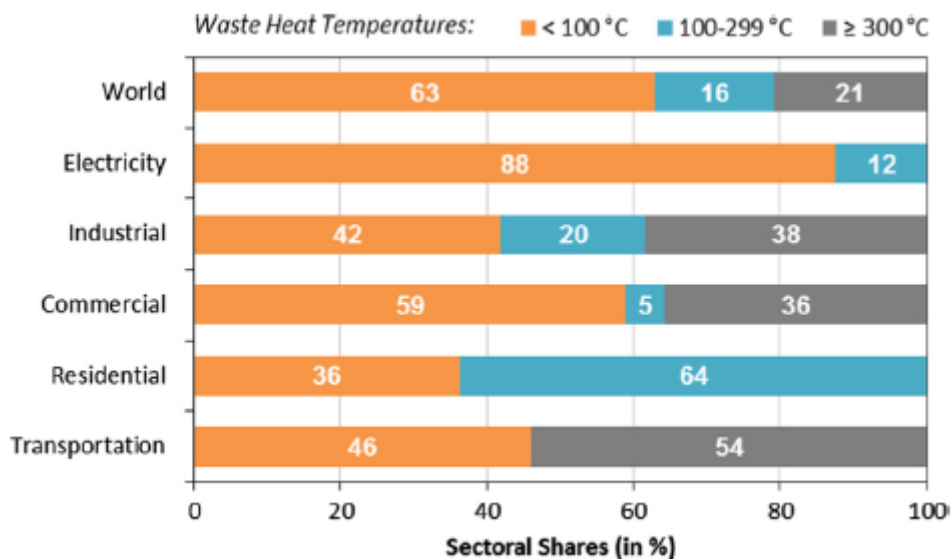


Figura 17: Energia termica disponibile per settore e range di temperatura [6]

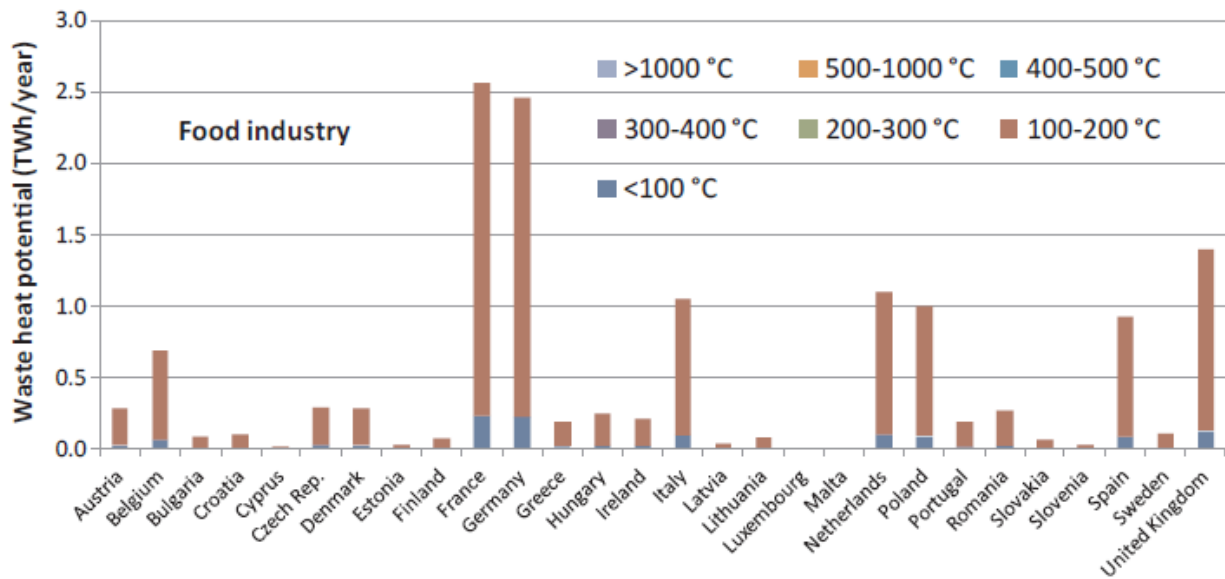


Figura 18: Potenziali di recupero dell'energia termica dell'Industria agroalimentare in Europa per diversi range di temperature [1]

3.2 I sistemi ORC

Gli impianti ORC (Organic Rankine Cycle) rappresentano una delle tecnologie più promettenti e consolidate nell'ambito del recupero energetico da sorgenti di calore a bassa temperatura. Ciò grazie alla flessibilità, la compattezza, e la semplicità costruttiva rispetto ai tradizionali impianti a vapore. Tali caratteristiche peculiari hanno consentito il loro impiego in una vasta gamma di applicazioni industriali, dall'industria del cemento a quella del vetro (Figura 19) passando per applicazioni di Waste Heat Recovery in un ampio range di capacità nominali. Si stima che nel 2017, la capacità totale installata nel mondo ammontasse a 2.7 GW [7].

La peculiarità principale di tali impianti è quella di utilizzare fluidi operativi organici al posto dell'acqua. Ciò introduce un ulteriore grado di libertà legato alla possibilità di scegliere il fluido con le caratteristiche termodinamiche che meglio si accordano con i livelli termici espressi dalla sorgente superiore.

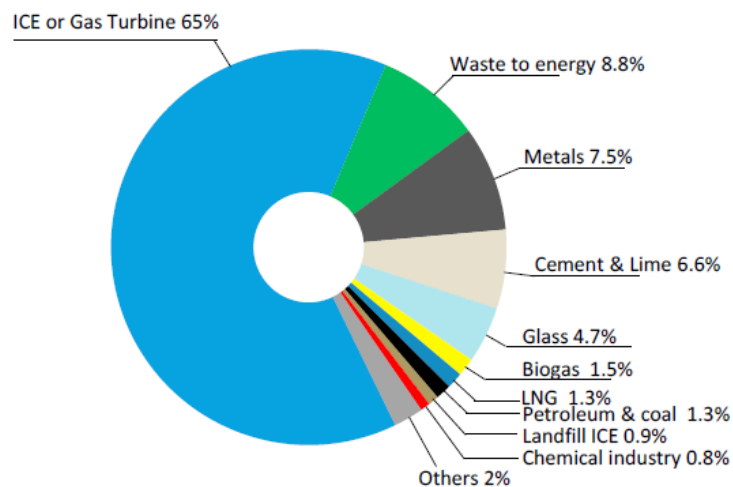


Figura 19: Capacità installata di sistemi ORC in diverse applicazioni.

I parametri da prendere in considerazione sono in particolare i valori di temperatura e pressione critica, nonché l'entità dei calori latenti nelle pressioni di esercizio e la forma della campana di saturazione.

Le 4 componenti fondamentali dell'impianto sono:

- una pompa adibita all'incremento di pressione del fluido in fase liquida;
- uno scambiatore che assume la funzione di evaporatore, attraverso il quale il fluido, a contatto con la sorgente a temperatura superiore, vaporizza ed eventualmente surriscalda;
- un organo adibito all'espansione del fluido, di tipologia diversa in funzione della potenza dell'impianto, delle caratteristiche del fluido e delle portate elaborate;
- un secondo scambiatore per la condensazione del fluido, attraverso il quale quest'ultimo si riporta nelle condizioni iniziali.

Tra i settori industriali caratterizzati da interessanti opportunità di recupero energetico a bassa temperatura, è possibile individuare sicuramente quelli del tessile e dell'alimentare.

L'industria tessile rappresenta la sesta attività produttiva che incide di più sull'emissione di gas serra, determinando circa il 10% delle emissioni globali per un valore assoluto pari a 3,4 Mton di CO₂. Consumi ulteriori sono:

- 1,074 GWh di elettricità;
- 132 Mton di carbone;
- 6-9 miliardi di litri di acqua;
- 6 milioni di tonnellate di prodotti chimici.

I processi produttivi sono molto diversificati in funzione dello specifico prodotto finale, tuttavia nella quasi totalità delle fasi viene utilizzata una grande quantità di acqua a temperatura tra i 40 ed i 100°C che potrebbe essere resa disponibile attraverso sistemi di recupero a bassa temperatura.

L'industria alimentare è un altro settore nel quale sono disponibili diverse sorgenti a bassa temperatura. Uno studio compiuto sull'industria di processo del cibo in Gran Bretagna [8] ha mostrato come essa rappresenti il 20% delle emissioni dell'industria di processo ed il 25% dei consumi, pari a circa 42 TWh/anno. Il potenziale di recupero stimato in tutta l'industria di processo britannica è pari a 11.4 TWh/anno pari a circa il 5% dei consumi. Per l'industria del cibo la quota è di 2,8 TWh/anno.

Analizzando l'origine di tali consumi, si verifica che il 64% di essi sono dovuti a processi a bassa temperatura, che includono:

- gas esausti provenienti dai forni, con temperature variabili nel range 150 – 250°C;
- gas esausti provenienti dalle friggitrici con temperature fino a 200°C;
- flussi di vapore o gas dovuti agli essiccatori fino a 160°C;

a cui si aggiungono sorgenti a temperatura più bassa costituite da:

- condensatori di impianti frigoriferi con temperature fino a 80°C;
- calore proveniente dai processi di sterilizzazione a 40 - 80°C;

Un'ulteriore possibilità di recupero è data dai processi di pastorizzazione, ad esempio del latte. In particolare, nella pastorizzazione UHT, il latte raggiunge temperature di 135°C per poi essere raffreddato. Estrarre calore direttamente dal latte potrebbe risultare difficile, tuttavia è possibile utilizzare il contenuto entalpico proveniente dal circuito di raffreddamento dei pastorizzatori.

Le possibilità maggiori di recupero sono legate al riutilizzo dell'energia termica all'interno dello stesso processo dove possibile, tuttavia il costo crescente dell'energia, assieme alle politiche energetiche stringenti potrebbero rendere economicamente convenienti, in futuro, sistemi di generazione di energia elettrica, attualmente caratterizzati da costi di investimento maggiori.

3.3 I modelli di calcolo

Al fine di individuare il ciclo termodinamico ottimo per le applicazioni studiate è stato adottato un codice di calcolo, elaborato su una piattaforma Excel, opportunamente integrato con il software RefProp [9] per la valutazione delle caratteristiche termodinamiche dei fluidi operativi. Trattandosi di applicazioni di recupero

energetico, il software valuta per ogni set di input le condizioni operative che comportano la massima potenza utile recuperata. Tale condizione potrebbe infatti discostarsi da quella di massimo rendimento. Gli indici utilizzati nella definizione delle grandezze si riferiscono ai diagrammi T-s rappresentati in Figura 20. Diagrammi T-s dei cicli Rankine studiati nella quale sono evidenziati anche quelli a cui si farà riferimento per la descrizione dei cicli rigenerati.

Indipendentemente dal tipo di fluido o di layout a cui si fa riferimento, il modello di calcolo lavora con lo stesso criterio descritto nel seguito:

- inserimento delle grandezze di input necessarie;
- definizione range di indagine relativamente a temperatura di inizio evaporazione ($T3'$) e grado di surriscaldamento ΔT_{sh} ;
- valutazione della temperatura di inizio evaporazione e surriscaldamento ottimali;
- calcolo delle grandezze di output del ciclo.

I suddetti step si differenziano nelle due tipologie di layout soltanto nelle ultime due fasi a causa della necessità di individuare punti differenti del ciclo.

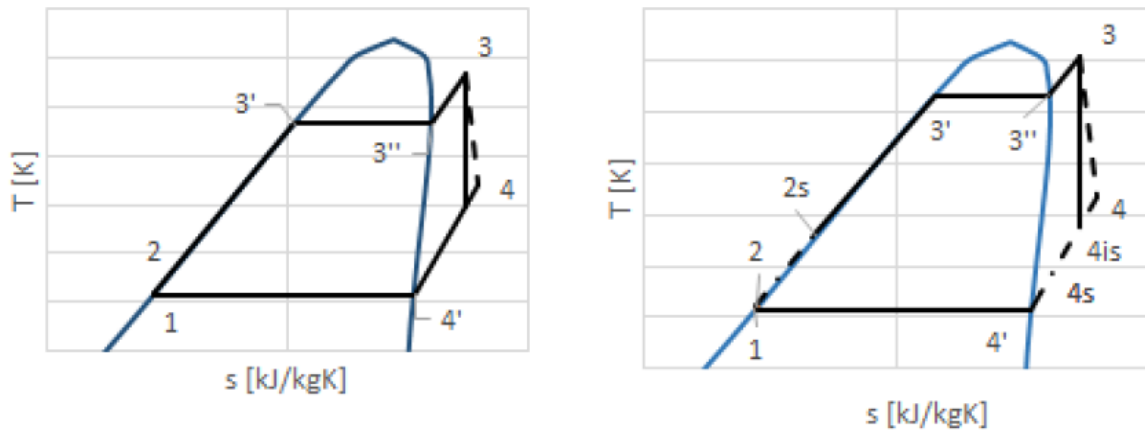


Figura 20 Diagrammi T-s dei cicli Rankine studiati

3.3.1 I dati di input

I dati di input sono necessari alla definizione delle sorgenti termiche e dei parametri del ciclo necessari alla valutazione di tutte le grandezze di uscita. Essi sono brevemente sintetizzati in Tabella 4. La sorgente calda risulta caratterizzata completamente una volta stabilite le temperature di ingresso e uscita e la portata circolante. Ciò consente di determinare la potenza scambiata nell'evaporatore e la portata di fluido prodotta per ogni coppia di valori $T3'$ e ΔT_{sh} fissata.

Tabella 4 Dati di input necessari per i modelli di calcolo utilizzati.

Sorgente calda	Sorgente fredda	Fluido di lavoro	Parametri di ciclo
Fluido	Fluido	Fluido	$\Delta T_{pp, evap}$
$T_{hs, in}$	$T_{cs, in}$	T_{cond}	$\Delta T_{pp, cond}$
$T_{hs, out}$	Pressione		$\Delta T_{pp, rig}$
Pressione			$\eta_{ad, is, pump}$
\dot{m}_{hs}			$\eta_{ad, is, exp}$

Per quanto riguarda invece la sorgente fredda, si fissano la temperatura di ingresso e la pressione. La temperatura di uscita e la corrispondente portata di refrigerazione rappresentano, quindi, l'output del modello di calcolo. Per il fluido, oltre alla tipologia dello stesso, l'unico altro parametro in ingresso è rappresentato dalla temperatura alla quale avviene il processo di condensazione. In alternativa sarebbe stato possibile imporre la portata di refrigerazione, tuttavia in questo caso il modello di calcolo avrebbe dovuto compiere dei processi iterativi aggiuntivi per valutare la corrispondente temperatura di condensazione. Al

fine di non determinare delle difficoltà computazionali eccessive, si è preferito semplificare in questo modo il modello di calcolo.

I parametri del ciclo sono rappresentati invece dalle differenze di temperatura minime ΔT_{pp} tra i fluidi presenti all'interno degli scambiatori di calore (evaporatore, condensatore e rigeneratore) e dal rendimento delle macchine (pompa ed espansore). I primi vanno ad influenzare i valori di portate e temperature del ciclo, i secondi invece vanno a variare il lavoro utile prodotto.

3.3.2 La definizione della temperatura di evaporazione e del surriscaldamento ottimali

In via preliminare, è necessario definire un range di variazione e un criterio di selezione di temperatura di evaporazione e del surriscaldamento ottimale, per cui andare a valutare tutte le grandezze di output. Per quanto riguarda il primo, il metodo più generale è quello di definire un limite superiore in corrispondenza della temperatura critica ed un limite inferiore in prossimità della temperatura di condensazione imposta. Definendo un numero di valori di temperatura "n1" da valutare, si determina un passo di discretizzazione del dominio che corrisponde alla precisione della valutazione così effettuata. Operando in questo modo, l'incertezza della valutazione non risulta costante al variare del fluido operativo risultando funzione delle specifiche caratteristiche dello stesso. Per sopperire a tale mancanza si è deciso di conseguenza di fissare il passo di integrazione a 0.5°C ed il numero di valori di temperatura a 40. In questo modo l'ampiezza del range risulta definita. Il limite superiore è stato fissato in corrispondenza della temperatura critica del fluido diminuita di 1°C .

In merito al surriscaldamento adottato invece si è fissato un numero di valori ("n2") di ΔT_{sh} pari a 5 ed un'ampiezza del range indagato di 15°C . Ogni valore di surriscaldamento viene valutato per ciascun valore della temperatura di evaporazione. Di conseguenza una volta forniti i dati in input, i punti caratteristici del ciclo vengono valutati per $n1 \cdot n2$ combinazioni differenti.

Trattandosi di applicazioni di recupero energetico il criterio di selezione tra tutti i cicli individuati si basa sulla potenza utile recuperata. Per ogni ciclo si procede alla valutazione di quest'ultima e del delta di temperatura al pinch point nell'evaporatore. Tra tutti, il software sceglie la coppia $(T3', \Delta T_{sh})$ caratterizzata dalla massima potenza utile prodotta con l'ulteriore requisito che venga rispettato il limite al pinch point fissato.

Occorre specificare inoltre che per come definito il range di temperatura indagato, occorre procedere ad una seconda analisi nel caso in cui il modello individui valori in corrispondenza dei limiti massimo o minimo del range. In tal caso la soluzione individuata potrebbe non essere quella ottimale.

Per quanto riguarda la valutazione dei punti caratteristici del ciclo si procederà ad un'analisi differenziata per i due tipi di layout considerati.

3.3.3 Modello senza rigenerazione

Fissata una temperatura $T3'$ (Figura 20) e un surriscaldamento ΔT_{sh} si procede alla valutazione di temperatura, pressione, entalpia ed entropia dei punti caratteristici del ciclo. Note le condizioni termodinamiche all'aspirazione della pompa, attraverso i parametri imposti nella fase di input – sottoraffreddamento e temperatura di condensazione – si procede alla valutazione dei valori di entalpia ed entropia nel punto 1:

$$h1 = h(p_{cond}, T_{cond} - DT_{sc}); \quad s1 = s(p_{cond}, T_{cond} - DT_{sc}) \quad (3.1)$$

Noto il valore di entropia al punto 1 si passa alla valutazione del valore di entalpia in uscita dalla pompa in condizioni isentropiche:

$$h2_{is} = h(T3', s1) \quad (3.2)$$

e conseguentemente, attraverso il rendimento isentropico della pompa, al calcolo dell'entalpia reale:

$$h_2 = h_1 + (h_{2_{is}} - h_1)/\eta_{p,adis} \quad (3.3)$$

Essendo noti dalla fase di input i valori di temperatura e pressione di evaporazione, si possono valutare le condizioni del fluido di lavoro in uscita dall'evaporatore come:

$$h_3 = h(p_{evap}, T_{evap} + DT_{sh}); \quad s_3 = s(p_{evap}, T_{evap} + DT_{sh}) \quad (3.4)$$

In maniera analoga a quanto fatto in precedenza, si valuta l'entalpia di uscita in condizioni isentropiche e il corrispondente valore in condizioni reali, noto il rendimento dell'espansore:

$$h_{4_{is}} = h(T_3, s_3) \quad (3.5)$$

$$h_4 = h_3 - \eta_{exp,adis} (h_{4_{is}} - h_3) \quad (3.6)$$

Calcolati tutti i valori delle grandezze termodinamiche in corrispondenza dei punti caratteristici del ciclo, si può calcolare la portata di fluido motore necessaria e conseguentemente tutte le potenze scambiate nei componenti dell'impianto.

$$m_{wf} = \frac{P_{th_{evap}}}{(h_3 - h_2)} \quad (3.7)$$

$$P_{th_{cond}} = m_{wf} (h_4 - h_1) \quad (3.8)$$

$$P_{exp} = m_{wf} (h_3 - h_4) \quad (3.9)$$

$$P_{pump} = m_{wf} (h_2 - h_1) \quad (3.10)$$

dove con P si intende la potenza scambiata e i pedici evap, cond, exp e pump si riferiscono ad evaporatore, condensatore, espansore e pompa rispettivamente.

Un ulteriore aspetto indagato dal modello di calcolo è la valutazione delle curve di scambio termico negli scambiatori al fine di individuare la minima differenza di temperatura e verificare che quest'ultima sia superiore al valore imposto nella fase di input. A tal proposito il codice di calcolo è stato strutturato in maniera tale da discretizzare la potenza termica scambiata in un numero n di intervalli di discretizzazione $\Delta\dot{H}$.

$$\Delta\dot{H} = \dot{m}_{hs} \frac{h_{hs,in} - h_{hs,out}}{n} \quad (3.11)$$

In ciascun intervallo, identificato attraverso l'indice "i", si valutano prima i valori di entalpia della sorgente calda e successivamente i rispettivi valori di temperatura:

$$h_{hs,0} = h_{hs,out}; \quad h_{hs,i} = h_{hs,0} + i \frac{\Delta\dot{H}}{\dot{m}_{hs}} \Rightarrow T_{hs,i} = T(p_{hs}, h_{hs,i}) \quad \text{per } i = 1, \dots, n \quad (3.12)$$

e in maniera analoga per il fluido di lavoro:

$$h_{wf,0} = h_2; \quad h_{wf,i} = h_{wf,0} + i \frac{\Delta\dot{H}}{\dot{m}_{wf}} \Rightarrow T_{wf,i} = T(p_{max}, h_{wf,i}) \quad (3.13)$$

A questo punto si ottengono due "vettori" di temperature per entrambi i fluidi dai quali è possibile valutare il valore minimo di differenza:

$$\Delta T_i = T_{hs,i} - T_{wf,i} \quad (3.16)$$

$$[\Delta T] = [\Delta T_0, \Delta T_1, \Delta T_2, \dots, \Delta T_n] \Rightarrow \Delta T_{min} = \min([\Delta T]) \quad (3.15)$$

andando a verificare che esso risulti superiore al valore imposto nei dati di input. Se ciò non avviene il valore della potenza utile prodotta precedentemente calcolata viene posto pari a 0 ed il software passa a valutare la successiva combinazione di $T3'$ e ΔT_{sh} .

3.3.4 Modello con rigenerazione

Sebbene concettualmente il modello lavori nello stesso modo descritto nel paragrafo precedente, è stato necessario prevedere l'andamento delle curve di scambio termico all'interno dello scambiatore di recupero. In Figura 21, sono rappresentati i diagrammi $T - \Delta \dot{H}$ riscontrabili negli scambiatori di recupero a seconda del fluido utilizzato e dei parametri del ciclo. Nel caso in cui venga utilizzato un fluido puro, possono verificarsi i casi (a) e (b). La pendenza della curva di bassa pressione, essendo il fluido in fase vapore, è più alta della corrispondente di alta pressione dove il fluido si trova in fase liquida. Essa è infatti proporzionale all'inverso del calore specifico del fluido che risulta più basso in fase vapore. In questo caso, desiderando un determinato ΔT_{pp} , esso si verificherà proprio all'ingresso del liquido di alta pressione.

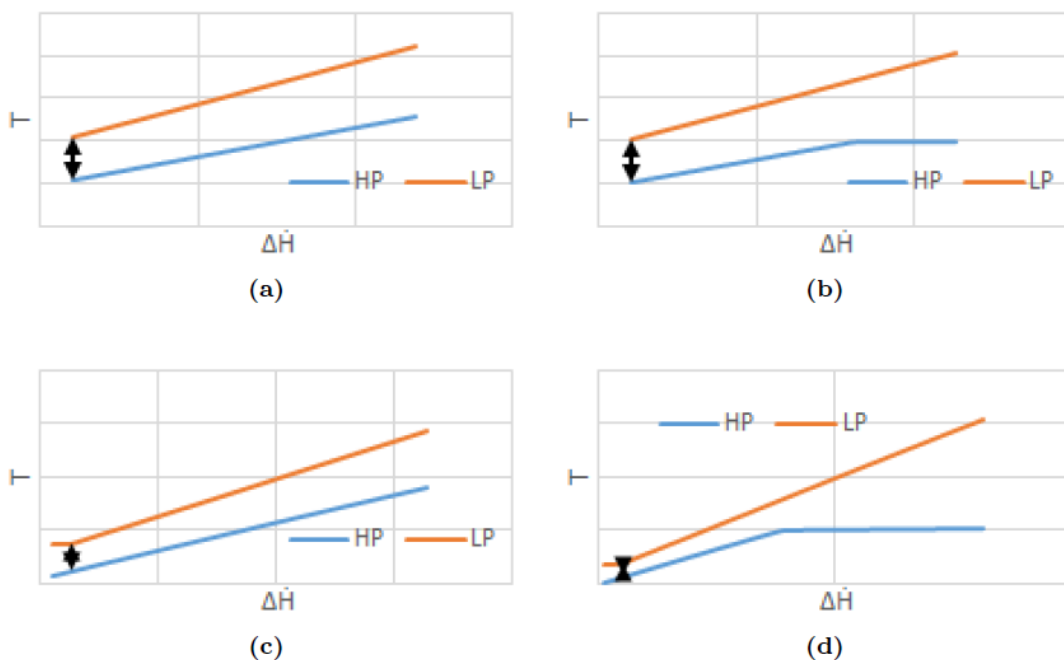


Figura 21 Esempi di curve di scambio termico nel rigeneratore.

Il caso (b) invece può verificarsi in corrispondenza di Δp bassi tra la zona di alta e bassa pressione e con surriscaldamenti moderati. In questo caso il calore necessario per desurriscaldare il vapore fino alla temperatura di condensazione risulta superiore a quello di preriscaldamento del liquido e determina l'inizio della fase di evaporazione prima ancora dell'ingresso nell'evaporatore.

Nel caso in cui vengano utilizzate delle miscele zeotropiche, oltre ad (a) e (b) possono anche verificarsi i casi (c) e (d) di Figura 21. Ciò che determina il verificarsi dei primi o dei secondi, è il valore dello scorrimento di temperatura al condensatore in relazione al ΔT_{pp} desiderato. Se infatti avviene che la temperatura di inizio condensazione $T4'$ è superiore alla temperatura alla mandata della pompa di una quantità maggiore del ΔT_{pp} desiderato, allora il vapore può cominciare a condensare all'interno dello scambiatore di rigenerazione ed il pinch si trova in corrispondenza del punto 4'. Il caso (d) rappresenta l'analogo del caso (b) per le miscele di

fluidi. Oltre al verificarsi della situazione appena descritta infatti, se la variazione tra le pressioni di esercizio è piccola, il calore di desurriscaldamento del vapore consente una parziale evaporazione del liquido. Anche in questo caso il pinch si trova nel punto 4'.

$$se T_{4'} < T_2 + \Delta T_{pp} \Rightarrow T_2 = T_{2,pp}; \quad T_{4s} = T_{4pp} = T_2 + \Delta T_{pp} \quad (3.7)$$

Da un punto di vista computazionale la molteplicità dei casi è stata trattata calcolando i punti caratteristici del ciclo nel seguente modo. I punti 1, 2is, 3', 3'', 3, 4is e 4 vengono valutati analogamente al caso in assenza di rigenerazione. Essi risultano infatti definiti una volta fissate le temperature di condensazione ed evaporazione e il surriscaldamento effettuato. In aggiunta a questi vengono valutati i punti termodinamici in corrispondenza dell'ingresso e uscita dello scambiatore e del pinch point individuato.

Dal bilancio energetico allo scambiatore, una volta individuata h_{4s} , si può scrivere:

$$h_{4s} = h(T_{4s}, p_{min}); \quad h_{2s} = h_2 + (h_4 - h_{4s}) \quad (3.8)$$

e di conseguenza:

$$2s) p_{2s} = p_{max}; \quad T_{2s} = T(h_{2s}, p_{max}); \quad s_{2s} = s(p_{max}, T_{2s}); \quad \chi_{2s} = \chi(p_{max}, T_{2s}) \quad (3.9)$$

$$4s) p_{4s} = p_{min}; \quad s_{4s} = s(p_{min}, T_{4s}) \quad (3.10)$$

La condizione iniziale si verifica nei casi (a) e (b). Se questa non viene verificata il modello procede nel seguente modo:

$$se T_{4'} > T_2 + \Delta T_{pp} \Rightarrow T_{4pp} = T_{4'}; \quad T_{2,pp} = T_{4'} - \Delta T_{pp} \quad (3.20)$$

Noto il valore dell'entalpia nel punto 2pp, si applica un bilancio energetico tra il punto 4' e 4s:

$$h_{2,pp} = h(T_{2,pp}, p_{max}); \quad h_{4s} = h_{4'} - (h_{2,pp} - h_2) \quad (3.21)$$

Arrivando dunque a:

$$2s) p_{2s} = p_{max}; \quad h_{2s} = h_{2,pp} + h_4 - h_{4'}; \quad T_{2s} = T(h_{2s}, p_{max}); \quad s_{2s} = s(p_{max}, T_{2s}) \quad (3.22)$$

$$4s) p_{4s} = p_{min}; \quad T_{4s} = T(p_{min}, h_{4s}); \quad s_{4s} = s(p_{min}, T_{4s}) \quad (3.23)$$

Procedendo in questo modo si riescono a valutare le grandezze termodinamiche in ogni punto del ciclo. Una volta ottenute si determina la potenza utile valutando prima la portata di fluido prodotta. Il calcolo di quest'ultima si differenzia dal caso precedente in quanto il fluido entra nell'evaporatore nelle condizioni termodinamiche espresse dal punto 2s e non dal 2.

Così come la valutazione delle curve di scambio termico nell'evaporatore per la verifica delle condizioni volute al pinch. In questo caso la procedura risulta analoga, con l'unica differenza che, con riferimento alla notazione precedentemente utilizzata, si ha:

$$h_{wf,0} = h_{2s}; \quad (3.11)$$

3.3.5 La valutazione delle grandezze di output

<i>seleziona il fluido di lavoro</i> → R134a <i>pressione critica</i> 4.06 MPa <i>temperatura critica</i> 101.06 °C		Ottimizzazione termodinamica	
SORGENTE CALDA			
<i>seleziona</i> → "air" <i>pressione</i> 0.101 MPa <i>temperatura ingresso</i> 250 °C <i>temperatura uscita</i> 100 °C <i>portata</i> 0.070 kg/s			
SORGENTE FREDDA			
<i>seleziona</i> → "air" <i>pressione</i> 0.10 MPa <i>temperatura ingresso</i> 35.00 °C <i>temperatura uscita ORC subcritico</i> 48.0 °C <i>portata ORC subcritico</i> 0.78 kg/s 695.74 l/s			
PARAMETRI ORC			
<i>ΔT_{pp} evap</i> ≥	2.00	K	
<i>ΔT_{pp} cond</i> ≥	2.00	K	
<i>ΔT_{sh}</i>	5	K	
<i>ΔT_{sc}</i>	10.00	K	
<i>η pompa</i>	0.80		
<i>η espansore</i>	0.80		
<i>temperatura condensazione ORC subcritico</i>	50.00	°C	
<i>temperatura evaporazione ORC subcritico</i>	76.9	°C	
<i>pressione massima ORC subcritico</i>	2.46	MPa	
<i>pressione minima ORC subcritico</i>	1.32	MPa	
<i>ΔP subcritico</i>	1.14	MPa	

PRESTAZIONI ORC	
ORC SUBCRITICO	
<i>Portata fluido motore [kg/s]</i>	0.060
<i>Potenza evaporatore [kW]</i>	10.7
<i>Potenza condensatore [kW]</i>	10.2
<i>Potenza pompa [kW]</i>	0.07
<i>Potenza espansore [kW]</i>	0.58
<i>Densità inizio/fine espansione</i>	2.0
<i>Densità inizio espansione</i>	131.0
<i>η</i>	4.7%
<i>Potenza utile [kW]</i>	0.51
VERIFICHE	
<i>ΔT_{pp} evaporatore [K]</i>	59.05
<i>ΔT_{pp} condensatore [K]</i>	2.39

Figura 22: Struttura foglio di calcolo per l'immissione dei dati di input dell'impianto ORC

Una volta inseriti i dati di input all'interno del "Foglio di lavoro" riguardanti la caratterizzazione delle sorgenti disponibili e alcune grandezze relative all'impianto ORC – quali minime differenze di temperatura negli scambiatori, rendimenti delle macchine e temperatura di condensazione –, evidenziati in grigio in Figura 22, si può passare alla risoluzione del problema di ottimizzazione. Operando sul pulsante "Ottimizzazione termodinamica" si avvia un risolutore che va a determinare le grandezze termodinamiche ottimali al fine di massimizzare la potenza utile prodotta. In questo modo temperature e pressione di evaporazione, così come il surriscaldamento rappresentano risultati della routine di calcolo. In maniera analoga la valutazione della portata della sorgente fredda necessaria a riportare il fluido dall'uscita dell'espansore sino alle condizioni iniziali condensando, viene valutato attraverso un'analogia subroutine che si avvia in maniera sequenziale alla principale per il calcolo della temperatura di evaporazione ed il surriscaldamento ottimale.

All'interno dello stesso foglio, vengono visualizzati gli output grafici più importanti rappresentati in Figura 23. Viene visualizzato il diagramma T-S con il ciclo termodinamico compiuto e l'andamento delle sorgenti termiche. Accanto ad esso un grafico a torta per l'identificazione delle perdite exergetiche e i due diagrammi di scambio termico di evaporatore e condensatore utili per la visualizzazione dei pinch point negli scambiatori.

I restanti fogli presenti all'interno della cartella contengono i dati necessari per la rappresentazione delle immagini:

- **Analisi exergetica:** rendimenti exergetici dei singoli componenti e ripartizione
- **DT_{pp}:** valutazione dei diagrammi di scambio termico
- **T-s evap_cond:** curve di saturazione fluido di lavoro, riscaldamento sorgente fredda, raffreddamento sorgente calda sul piano T-s
- **Calcolo:** valutazione punti del ciclo corrispondenti a ingresso/uscita componenti.

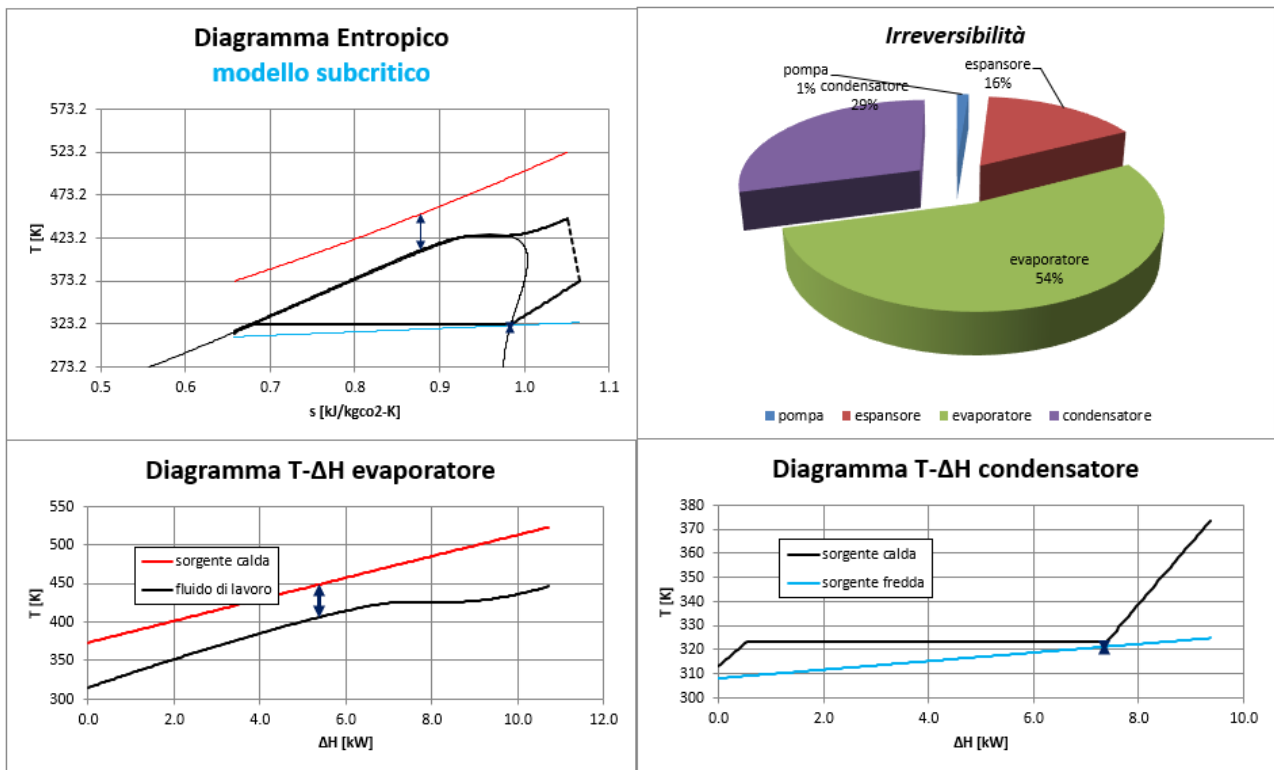


Figura 23: Output grafici del foglio di calcolo.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
1												
2												
3	Fluido	R245fa	R245fa	T_max [°C]	T_max [K]	ΔTsh [K]	ΔTpp [K]	Pu [kW]	Pu_ΔTpp>min			
4	T_crit [K]	427.01		152.86	426.01	20.00	38.45	1.44	1.44			
5	T_cond [K]	323.15										
6						funzione obiettivo		98.56			Pu max [kW]	1.44
7	Range di indagine										ΔTpp [K]	38.45
8	T_min [K]	324.15									T_max ott [°C]	152.86
9	T_max [K]	426.01									[K]	426.01
10											ΔTsh ott [K]	20.00
11	ΔT sh_max [K]	20.00										
12	ΔT sh_min [K]	5.00										
13												
14												
15												
16	definizione T_min											
17	valore di innesco	324.15										
18	p di innesco	0.35										
19	h di innesco	268.13										
20	T fine compressione reale	323.16										
21	h fine compressione reale	266.76										
22	h fine compressione ad-is	266.76										
23	s fine compressione ad-is	1.22										

Figura 24: Dettaglio foglio di calcolo Tmax e delta T sh.

In Figura 24 è rappresentato parte del foglio "Tmax e delta T sh". All'interno di questo foglio è possibile inserire i dati puntuali relativi alla temperatura di evaporazione e surriscaldamento senza avviare la routine di ottimizzazione. In questo modo si può procedere a delle valutazioni su punti specifici non ottimizzati in maniera più agile. Risulta possibile inoltre modificare i range di indagine presenti nella colonna B in maniera tale da avviare la procedura di ottimizzazione su un campo più ristretto.

3.4 Il recupero dal condensatore di un impianto frigo a CO₂

Al fine di evidenziare le possibilità legate all'utilizzo del modello di calcolo sviluppato, si è proceduto all'analisi di un potenziale recupero di energia termica dal condensatore di un impianto transcritico a CO₂ comunemente utilizzato come centrale frigorifera nel settore della refrigerazione industriale. Il ciclo termodinamico compiuto da un sistema di questo tipo è rappresentato in Figura 25. L'effetto utile è rappresentato dalla trasformazione 3-4 compiuta all'interno di un evaporatore. La CO₂ in uscita allo stato

vapore viene compressa attraverso un compressore fino a pressioni superiori alla propria pressione critica (da qui il nome di ciclo transcritico). Una volta terminata la fase di compressione, il fluido di lavoro viene raffreddato in un apposito gas cooler, generalmente raffreddato ad aria. In questo caso non si parla di condensatore dal momento che la CO₂ non subisce un passaggio di stato trovandosi al di sopra del punto critico. Al termine della trasformazione 1-2, la CO₂ viene fatta passare all'interno di una valvola di laminazione che abbassa pressione e temperatura e il ciclo può ricominciare. Ai fini del recupero energetico, parte dell'energia termica disponibile nel gas cooler può essere utilizzata come sorgente calda in un impianto ORC sottoposto. L'utilizzo di questa consentirebbe ad un fluido organico opportunamente scelto di vaporizzare ed espandere all'interno di una macchina producendo energia meccanica ed eventualmente elettrica.

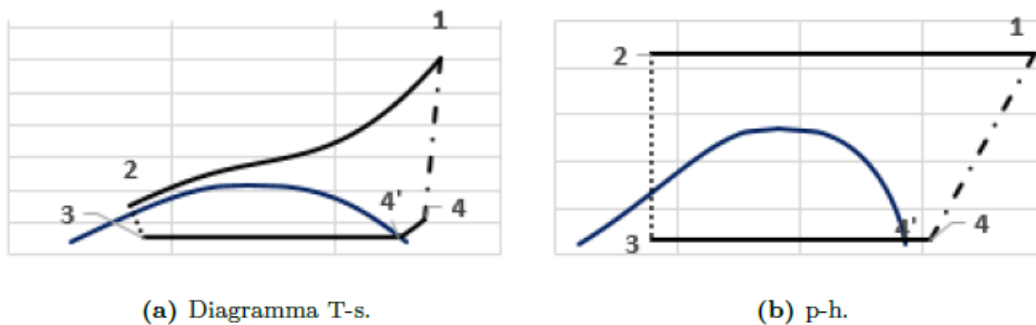


Figura 25 Ciclo frigorifero iper-critico della CO₂ nei diagrammi T-s e p-h

Analogamente a quanto descritto in precedenza relativamente al funzionamento del modello di calcolo, l'operatore deve imporre gli input necessari relativi a sorgente calda (temperature ingresso/uscita, pressione, portata e fluido), sorgente fredda (tipo, portata e temperatura di ingresso) ed ai parametri operativi dell'impianto (differenze di temperature minime negli scambiatori e rendimenti isentropici delle macchine). Nel caso qui analizzato essi sono riepilogati in Tabella 5.

Tabella 5 Parametri operativi nell'applicazione di recupero dal condensatore di un impianto frigorifero (*hs* = hot source, *cs* = cold source).

Sorgente calda	Sorgente fredda	Impianto
$T_{hs,in} = 120 [^{\circ}C]$	$T_{cs,in} = 38 [^{\circ}C]$	$\Delta T_{pp,evap} = 2 [^{\circ}C]$
$p_{hs} = 10.6 [MPa]$	$p_{cs} = p_{atm}$	$\Delta T_{pp,cond} = 2 [^{\circ}C]$
$\dot{m}_{hs} = 0.14 [kg/s]$	$\dot{m}_{cs} \leq 0.45 [kg/s]$	$\Delta T_{pp,rig} = 5 [^{\circ}C]$
		$\eta_{exp,ad.is.} = 0.8$
		$\eta_{pump,ad.is.} = 0.8$

Oltre a quelli evidenziati, l'ulteriore input da inserire è rappresentato dal fluido di lavoro che si vuole utilizzare. La scelta del fluido di lavoro in un impianto ORC è un argomento molto discusso nella letteratura scientifica in quanto da esso dipendono le prestazioni del sistema, nonché il dimensionamento dei componenti principali. Nell'esempio qui descritto il modello sviluppato è stato utilizzato al fine di individuare il fluido caratterizzato dalle prestazioni migliori in termini di potenza utile prodotta. Il fluido di lavoro, inoltre, dovrebbe essere non tossico e non infiammabile, e con un valore di potenziale impatto sull'ozono stratosferico (ODP) pari a zero e basso potenziale di riscaldamento globale (GWP).

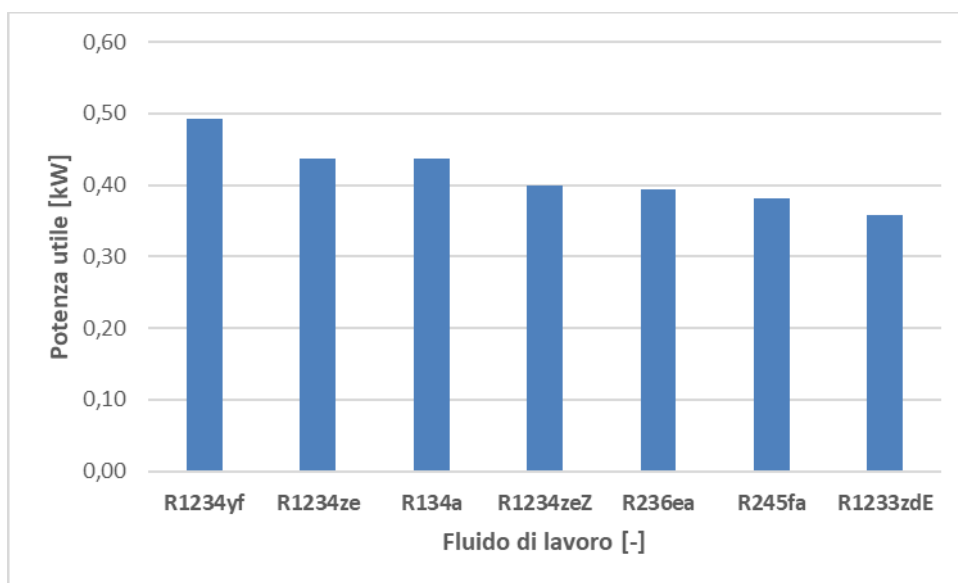


Figura 26: Potenza utile prodotta con fluidi puri senza rigenerazione.

Tabella 6: Caratteristiche principali dei fluidi di lavoro considerati.

	r1234yf	r1233zdE	r1234zez	r1234ze	r236ea	r134a	r245fa
Tc [°C]	94.7	166.5	150.1	109.4	139.3	101.1	154.0
pc [bar]	33.8	36.2	35.3	36.4	35.0	40.6	36.5
GWP	4	4.5	7	7	1200	1300	1030

Il grafico mostrato in Figura 26 mostra la potenza utile producibile con diversi fluidi puri. Questi ultimi sono tutti caratterizzati da temperature critiche che ben si accordano con le temperature caratteristiche della sorgente calda disponibile. Inoltre, sono messi a confronto fluidi di ultima generazione, caratterizzati da un Global Warming Potential (GWP) molto basso, con HFC convenzionali con GWP superiore (Tabella 6). In questo caso è stato utilizzato soltanto il modello senza rigenerazione dal momento che all’uscita dell’espansore questi non hanno sufficiente potenza termica da giustificare la presenza di uno scambiatore recuperativo. I risultati si riferiscono tutti ad una temperatura di condensazione di 50°C e una temperatura di uscita della sorgente calda (CO₂) di 60°C la quale determina una potenza termica recuperata pari a 16 kW. Le basse temperature in gioco inoltre giustificano ulteriori analisi sulle potenzialità delle miscele zeotropiche. Queste ultime sono miscele di più fluidi secondo determinati rapporti di miscelazione, le quali presentano la caratteristica di avere una variazione di temperatura (scorrimento o glide) durante i passaggi di stato. Questa caratteristica le rende idonee in applicazioni a bassa temperatura dove lo scorrimento di temperatura nei passaggi di stato consente di “seguire” meglio le sorgenti, consentire un miglior accoppiamento tra le curve di scambio termico e incrementare il rendimento exergetico. Nel caso in esame sono state indagate le seguenti tipologie di miscela:

- Miscele predefinite;
- Miscele di butano ed R134a;
- Miscele di isobutano con R245fa ed R134a;
- Miscele di propano con R236ea ed R245fa;
- Miscele di CO₂ con propano ed R1234ze;

Per ogni miscela analizzata sono state valutate le potenzialità legate alla rigenerazione, comparando di volta in volta le prestazioni ottenute nei due casi. I risultati sono mostrati in Figura 27 e Figura 28. Le valutazioni effettuate a parità di condizioni esterne mostrano come in generale la rigenerazione determini un leggero incremento della potenza utile prodotta. La valutazione della fattibilità di un layout di questo tipo, tuttavia, deve osservare altri parametri, di carattere termo-economico, che esulano dagli scopi del modello. Sistemi

di questo tipo inoltre, nel campo delle potenze dell'ordine del kW, devono far fronte al fatto che non esistono a livello commerciale degli espansori/ turbine di taglia così piccola, nonostante la letteratura scientifica sia piena degli esempi più disparati. Questo rende difficilmente applicabile un'analisi economica sui costi di investimento.

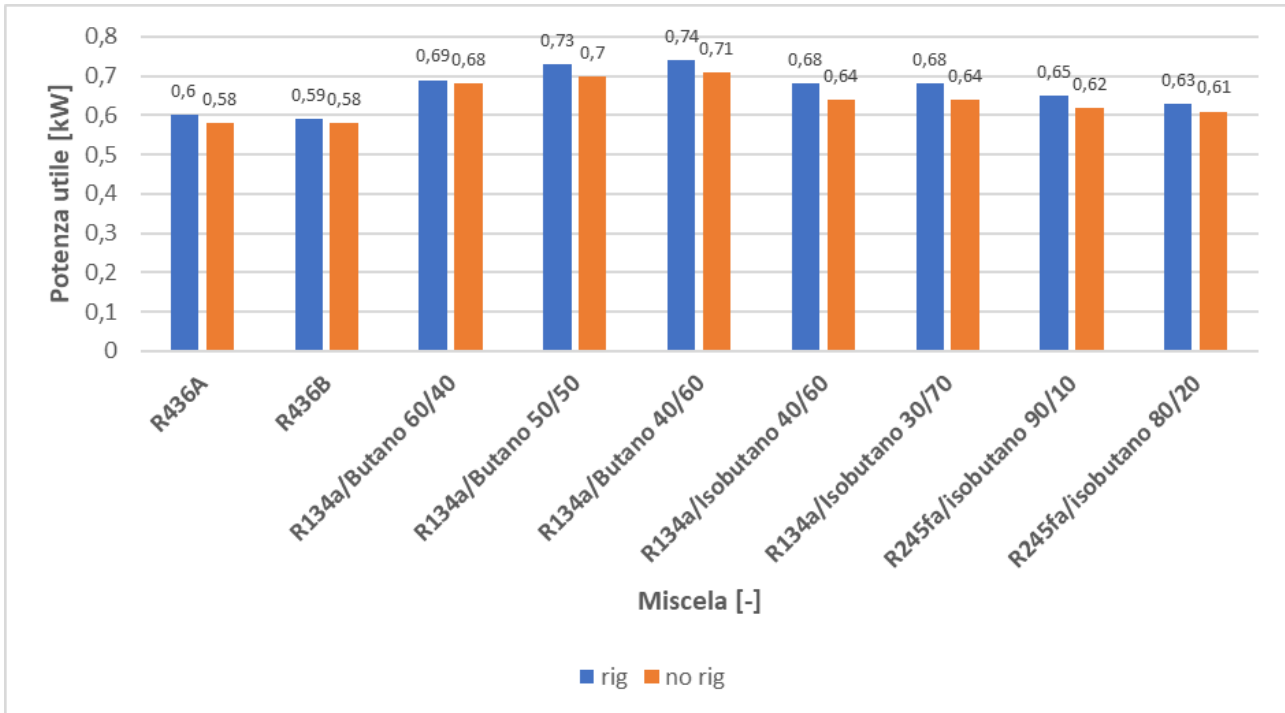


Figura 27: Potenza utile prodotta con miscele predefinite e con miscele di butano e isobutano.

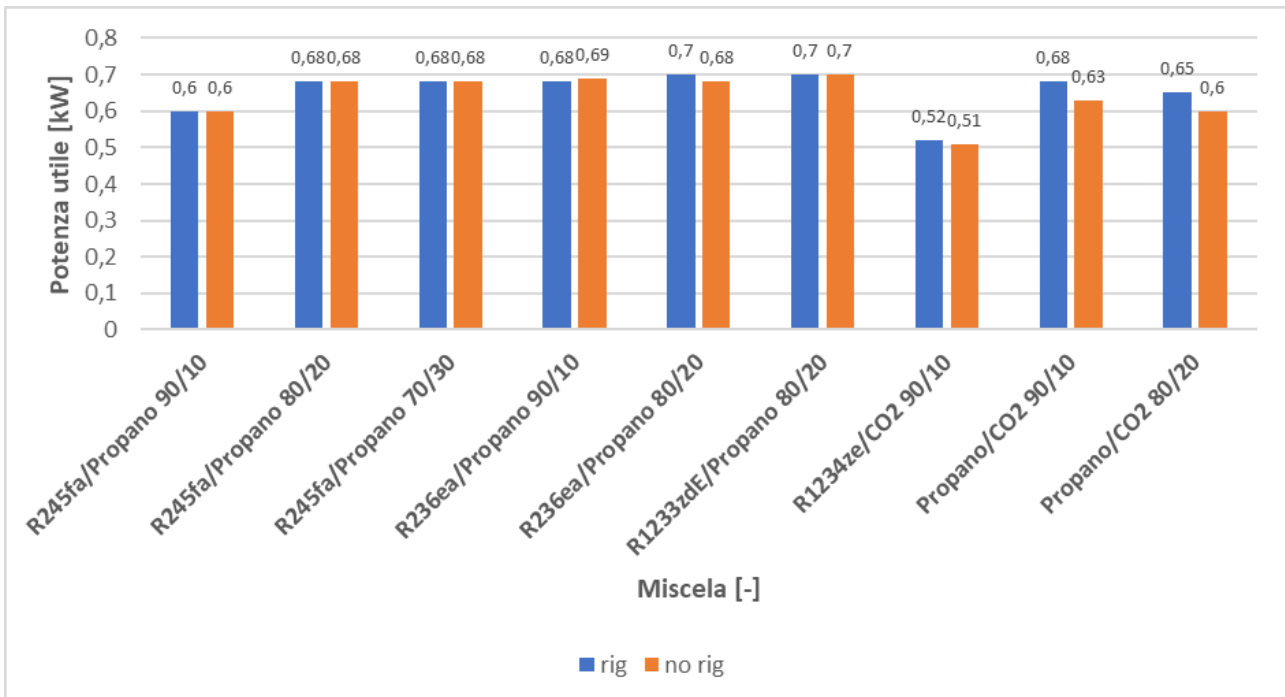


Figura 28: Potenza utile prodotta con miscele di propano e CO2

4 Pompe di calore industriali

La pompa di calore è una tecnologia consolidata per quanto riguarda il riscaldamento di acqua sanitaria e il raffreddamento e riscaldamento di ambienti, tuttavia il suo potenziale non si limita all'uso nel semplice campo residenziale, ma anche in quello industriale. Nella Figura 29 è illustrato il principio di funzionamento di una pompa a compressione mentre nella Figura 30 quello di una pompa ad assorbimento.

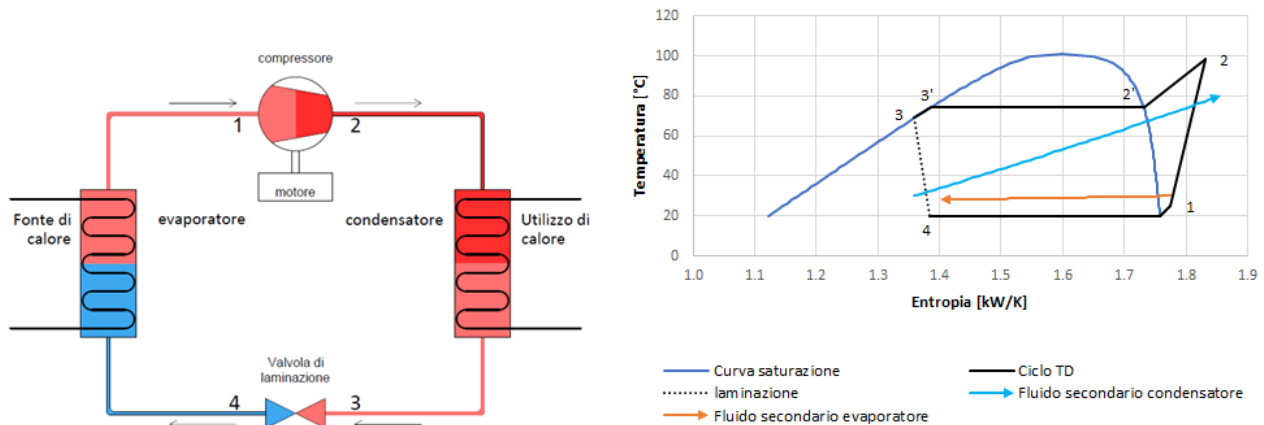


Figura 29 Principio di funzionamento di una pompa di calore a compressione meccanica

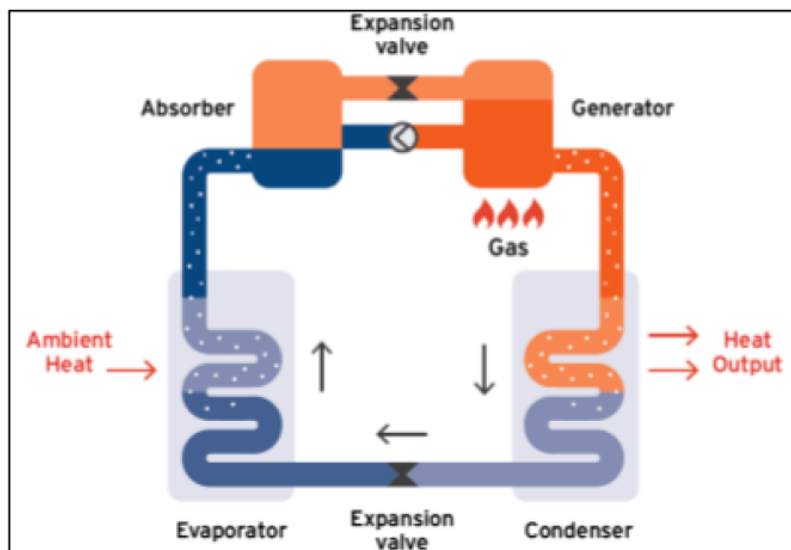


Figura 30 Principio di funzionamento di una pompa di calore ad assorbimento

4.1 Modello per le pompe di calore ad assorbimento

Partendo dalla disponibilità offerta dal catalogo YAZAKI, compagnia leader in merito a pompe di calore ad assorbimento operanti con miscele acqua/bromuro di litio, è stato impostato un modello per la classificazione e la valutazione delle prestazioni in condizioni di fuori progetto di pompe di calore ad assorbimento operanti attraverso lo stesso principio. Il modello consente la scelta ottimale per l'installazione di una pompa di calore a partire da parametri di input ben definiti. Le finalità del modello sono dunque la valutazione delle prestazioni di diverse macchine, la scelta della macchina con prestazioni migliori e la valutazione della possibilità di impiego di queste ultime in condizioni di fuori progetto.

4.1.1 Base di dati

Ci si è avvalsi del servizio offerto dalla YAZAKI per creare una base di dati con cui poter impostare il modello di simulazione. Il catalogo offerto ha consentito l'utilizzo di varie relazioni per la valutazione delle prestazioni in off-design in una gamma di macchine in grado di coprire un vasto range di potenze. Le tipologie di pompe di calore analizzate utilizzano acqua e bromuro di litio come coppia refrigerante/assorbente e sono generalmente in grado di garantire coefficienti di prestazione più elevati rispetto alle pompe di calore ad acqua ed ammoniacale. Il modello elaborato risulta tuttavia svincolato dalla tipologia di miscela considerata, utilizzando relazione di carattere semi-empirico per la valutazione delle grandezze caratteristiche. Le grandezze di interesse sono quelle riportate nella Tabella 7.

Tabella 7 grandezze di interesse del modello

Grandezza di interesse	Simbolo
Potenza termica generatore	q_g
Potenza termica evaporatore	q_0
Potenza termica condensatore	q_c
Temperatura media di somministrazione del calore	HMIT
Temperatura acqua di refrigerazione	CWIT
Percentuale portata nominale miscela	%RF
Coefficiente di efficienza energetica	EER refr
Coefficiente di prestazione riscaldamento	COP risc
Coefficiente di prestazione totale	COP tot

Al fine di valutare le prestazioni in fuori progetto il modello utilizza dei coefficienti correttivi che vanno a modificare i valori nominali delle grandezze considerate. In particolare, si introducono i seguenti parametri:

- HMFCF: heat medium flow correction factor, fattore di correzione del flusso di calore medio, il quale va a ridurre la potenza termica scambiata in funzione della portata circolante rispetto a quella nominale (%RF);
- CCF: cooling capacity factor, o fattore di capacità di raffreddamento, il quale va a correggere la potenza scambiata nell'evaporatore in funzione della portata circolante, e quindi dell'HMCF, e della temperatura dell'acqua (CWIT);
- HIF : heat input factor, il fattore di potenza in ingresso, il quale influenza la potenza termica da fornire al generatore e dipende principalmente dalla temperatura di somministrazione del calore e dalla temperatura dell'acqua di refrigerazione;
- HCF: heating capacity factor, il fattore di capacità di riscaldamento, che per pompe di calore a doppio scopo, è l'analogo del CCF nel caso in cui la potenza termica in uscita venga usata per il riscaldamento.

Le condizioni nominali di funzionamento vengono invece definite attraverso i seguenti tre parametri:

- RCC [kW]: rated cooling capacity, la capacità nominale di raffreddamento;
- RHC [kW]: rated heat capacity, la capacità nominale di riscaldamento;
- RHI [kW]: rated heat input, la potenza nominale fornita al generatore.

In funzione dei parametri così descritti si può definire la potenza termica all'evaporatore come:

$$q_0 = (CCF) * (HMFCF) * (RCC) \quad (4.1)$$

e allo stesso modo la potenza termica scambiata al generatore:

$$q_g = (HIF) * (HMCFC) * (RHI) \quad (4.2)$$

e infine, per macchine a doppio scopo, la potenza riscaldante:

$$q_h = (HCF) * (HMCFC) * (RHC) \quad (4.3)$$

Noti i valori di queste grandezze, si possono definire il coefficiente di prestazione in raffreddamento (EER):

$$EER = \frac{q_0}{q_g} = \frac{CCF * HMCFC * RCC}{HIF * HMCFC * RHI} = \frac{CCF * RCC}{HIF * RHI} \quad (4.4)$$

e il coefficiente di prestazione in fase di riscaldamento in maniera analoga:

$$COP_{risc} = \frac{q_h}{q_g} = \frac{HCF * HMCFC * RHI}{HIF * HMCFC * RHI} = \frac{HCF * RHI}{HIF * RHI} \quad (4.5)$$

considerando al numeratore la potenza termica riscaldante.

I coefficienti di prestazione non sono influenzati dalla portata di fluido circolante, ma variano in funzione delle temperature di somministrazione del calore e dalla temperatura delle sorgenti disponibili.

In particolare, i coefficienti CCF ed HIF dipendono da suddetti parametri, mentre HCF dipende esclusivamente dalla temperatura a cui è disponibile il calore.

4.1.2 L'elaborazione e il funzionamento del modello

Le relazioni di funzionamento delle macchine considerate si sono tramutate in una serie di coefficienti che hanno permesso la definizione di funzioni polinomiali in grado di descrivere al meglio il loro funzionamento. I valori delle grandezze caratteristiche, coefficienti e potenze scambiate, sono individuati una volta inseriti i valori relativi alla temperatura disponibile dell'acqua di raffreddamento (CWIT), la temperatura media di acquisizione del calore (HMIT) e la percentuale di portata nominale circolante all'interno dell'impianto (%RF). Al fine di determinare la tipologia e le condizioni di funzionamento della pompa di calore che riesca a garantire i coefficienti di prestazioni maggiore per fissate condizioni di input, sono stati sviluppati due fogli di calcolo distinti in maniera tale da affrontare le diverse situazioni in maniera più agevole. Ciascun foglio di lavoro considera tre situazioni distinte. In entrambi i fogli va definita la temperatura dell'acqua di raffreddamento, fissata per tutti e tre i casi.

Nel primo foglio di lavoro ("scelta macchina 1"), la portata della miscela refrigerante viene mantenuta pari alle condizioni nominali. Nel caso 1, "input refrigerazione", si vuole determinare la macchina in grado di garantire una fissata potenza all'evaporatore, quindi una determinata esigenza di raffrescamento. Nel caso 2, "Input potenza generatore", ci si pone nella condizione di voler sfruttare una fissata potenza disponibile per riscaldare la soluzione acqua/bromuro di litio al generatore. Nel caso 3, "input riscaldamento", l'effetto utile è rappresentato dalla potenza termica scambiata al condensatore, evidenziando un'esigenza di riscaldamento. Quest'ultimo caso è relativo alle macchine a doppio effetto che possono essere utilizzate in riscaldamento e raffreddamento.

In Figura 31, si riporta uno screen del modello di simulazione raffigurante gli input da inserire per la risoluzione dei tre sotto-problemi.

Inseriti i dati di input del problema, si procede all'avvio della relativa macro che consente di valutare in maniera iterativa le grandezze di uscita e il valore dei diversi coefficienti correttivi. AL termine della procedura viene identificata la macchina che garantisce il coefficiente di prestazione più elevato tra quelle considerate. Nel caso in cui le condizioni di input non consentano l'operatività della macchina perché al di fuori dei range operativi, questa viene eliminata dalla selezione.

	A	B	C	D	E	F	G	H
1	Inserire C.W.I.T. [°C] nella cella seguente	27						
2			INPUT DEI TRE CASI					
3			INPUT CASO N°1					
4								
5								
6			Matricola macchina	Inserire Q0 [kW]		Inserire % of R.F. nelle celle sottostanti (tra 0,3 e 1,2)		Input refrigerazione
7				40				
8			1	40		1		
9			2	40		1		
10			3	40		1		
11			4	40		1		
12			5	40		1		
13			6	40		1		
14								
15			INPUT CASO N°2					
16			Matricola macchina	Inserire Qg [kW]		Inserire % of R.F. nelle celle sottostanti (tra 0,3 e 1,2)		Input potenza al generatore
17				35				
18			1	35		1		
19			2	35		1		
20			3	35		1		
21			4	35		1		
22			5	35		1		
23			6	35		1		
24								
25			INPUT CASO N°3					
26			Matricola macchina	Inserire Qh [kW]		Inserire % of R.F. nelle celle sottostanti (tra 0,3 e 1,2)		Input riscaldamento
27				48				
28			1	48		1		
29			2	48		1		
30			3	48		1		
31			4	48		1		
32			5	48		1		
33			6	48		1		
34								

Figura 31 Input per la risoluzione dei tre sotto-problemi sopracitati

	A	B	C	D	E	F	G	H
1	Inserire C.W.I.T. [°C] nella cella seguente	27						
2			INPUT DEI TRE CASI					
3			INPUT CASO N°4					
4								
5								
6			Matricola macchina	Inserire Q0 [kW]		Inserire valore di H.M.I.T. [°C] nelle celle sottostanti (tra 70 e 95)		Input refrigerazione
7				60				
8			1	60		90		
9			2	60		90		
10			3	60		90		
11			4	60		90		
12			5	60		90		
13			6	60		90		
14								
15			INPUT CASO N°5					
16			Matricola macchina	Inserire Qg [kW]		Inserire valore di H.M.I.T. [°C] nelle celle sottostanti (tra 70 e 95)		Input potenza al generatore
17				35				
18			1	35		92		
19			2	35		92		
20			3	35		92		
21			4	35		92		
22			5	35		92		
23			6	35		92		
24								
25			INPUT CASO N°6					
26			Matricola macchina	Inserire Qh [kW]		Inserire valore di H.M.I.T. [°C] nelle celle sottostanti (tra 70 e 95)		Input riscaldamento
27				44				
28			1	44		78		
29			2	44		88		
30			3	44		70		
31			4	44		82		
32			5	44		88		
33			6	44		92		
34								

Figura 32 Input per la risoluzione dei tre sotto-problemi sopracitati

Il secondo foglio di lavoro (“scelta macchina 2”) è strutturato in maniera analoga al primo. In questo caso, tuttavia, le condizioni di input sono rappresentate dalla temperatura media di acquisizione del calore piuttosto che dalla portata di miscela circolante. In questo modo ci si pone nelle condizioni in cui a fronte di una disponibilità di potenza termica ad una data temperatura, si vogliono conoscere le condizioni operative

e la performance di ogni pompa di calore ed in particolare per ognuna di esse il carico rispetto alle condizioni nominali che è possibile raggiungere.

In Figura 33 è rappresentato un diagramma di flusso che riassume il funzionamento dei fogli di lavoro in ogni caso specifico. Al termine della procedura iterativa, la macro rimanda alla zona del foglio dove sono contenuti i risultati dello specifico caso considerato (Figura 34). In questa zona è possibile verificare i valori assunti dai parametri di funzionamento e la pompa di calore che garantisce i coefficienti di prestazione più elevati. Nel caso in cui una o più delle pompe di calore considerate non possa garantire le prestazioni desiderate, per via di potenze al di sopra dei propri limiti oppure a causa di condizioni operative al fuori dei range operativi, esse vengono escluse dalla selezione.

A valle della risoluzione del caso desiderato, nel foglio “Analisi Economica” è possibile operare un confronto in termini economici tra una pompa di calore che utilizza calore di scarto al generatore ed una pompa di calore equivalente operante a fiamma diretta alimentata a metano. Una volta selezionato il caso che si vuole analizzare, vengono riportati i risultati relativi alla soluzione migliore in termini energetici e si opera il confronto andando a valutare il risparmio in termini di costi di esercizio e di emissioni di CO₂ evitate (Figura 35). I principali parametri di input sono il costo del combustibile e il fattore di utilizzo.

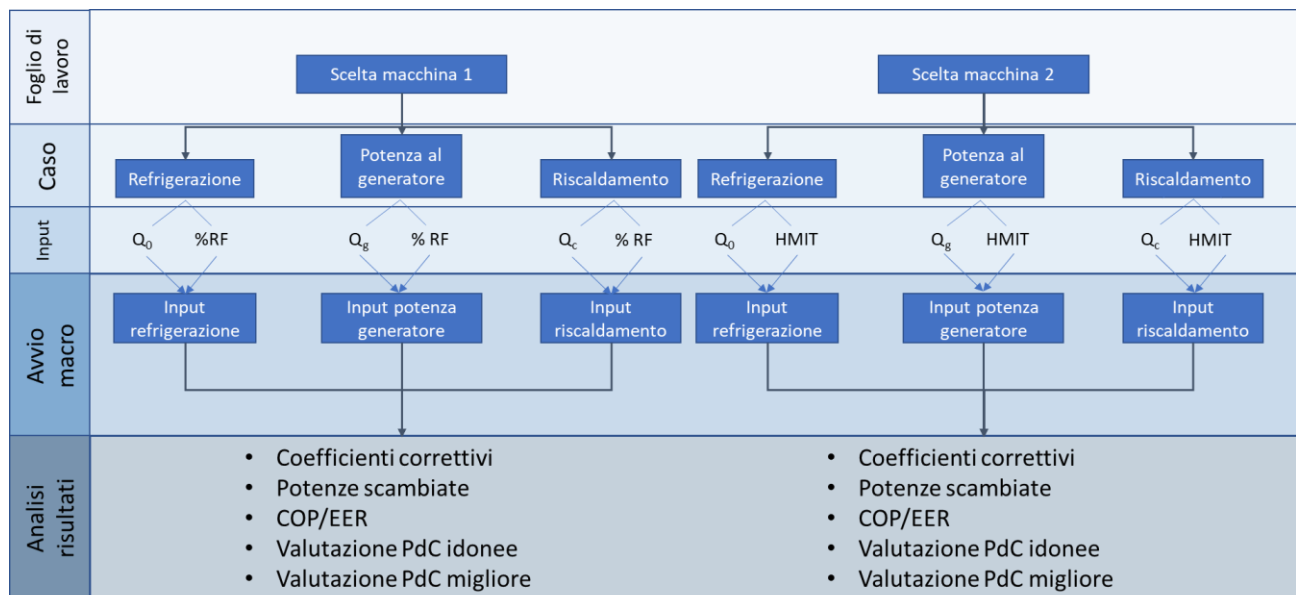


Figura 33: Flowchart modello pompe di calore ad assorbimento.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
105										
106	Matricola macchina	Valore di H.M.I.T. [°C]	C.C.F. [%]	H.I.F. [%]	H.C.F. [%]		R.C.C. [kW]		H.M.F.C.F. [%]	
107	1	90.0	1.22	1.31	FALSO		17.6		2.81	
108	2	90.0	1.34	1.36	1.12		35.2		1.27	
109	3	90.0	1.19	1.29	1.11		70.3		0.71	
110	4	90.0	1.20	1.27	1.10		105.5		0.47	
111	5	90.0	1.36	1.29	FALSO		175.8		0.25	
112	6	90.0	1.08	1.09	FALSO		351.7		0.16	
113										
114										
115	Matricola macchina	Valori originali per il calcolo di % of R.F. [%]				Valore % R.F.	R.H.C. [kW]		R.H.I. [kW]	
116	1	-2.08		-1.741	140	FALSO	FALSO		25.1	
117	2	-0.89		-0.162	140	FALSO	48.7		50.2	
118	3	-0.33		0.101	40.9	FALSO	97.5		100.5	
119	4	-0.09		0.116	15	FALSO	146.2		150.7	
120	5	0.24		0.334	15	FALSO	FALSO		251.2	
121	6	-0.22		0.121	15	FALSO	FALSO		503.2	
122										
123	Matricola macchina	Qg [kW]		Qc - Qa [kW]		Oh [kW]		Qa1 [kW]		
124	1	FALSO		FALSO		FALSO		FALSO		
125	2	FALSO		FALSO		FALSO		FALSO		
126	3	92.5		152.5		77.3		79.7		
127	4	FALSO		FALSO		FALSO		FALSO		
128	5	FALSO		FALSO		FALSO		FALSO		
129	6	FALSO		FALSO		FALSO		FALSO		
130										
131	Matricola macchina	C.O.P. ref.	C.O.P. nsc.	C.O.P. tot.						
132	1	FALSO	FALSO	FALSO						
133	2	FALSO	FALSO	FALSO						
134	3	0.65	0.84	1.48						
135	4	FALSO	FALSO	FALSO						
136	5	FALSO	FALSO	FALSO						
137	6	FALSO	FALSO	FALSO						
138	Valore massimo C.O.P.	0.65	0.84	1.48						
139	Macchina migliore N°	3	3	3						

Figura 34 Risultati della procedura

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	
1																
2	Inserire caso	3	CASI													
3		Matricola macchina	1	2	3	4	5	6			Matricola macchina	3				
4		Macchina migliore	2	1	4	3	2	2			Macchina migliore	4				
5		Qg [kW]	48,184	32,000	87,122	81,589	58,000	44,059			Qg [kW]	87,122				
6																
7	Inserire eccesso d'aria e % nella cella sottostante (tra 0 e 15) %	Eccesso d'aria e %	α st. [%]	α	T.inf [°C]	T.2 [°C] (temperatura aria in ingresso in c.c.)	C.p.a. [kJ/(kg*K)]	C.p.g. [kJ/(kg*K)]	Hf [MJ/kg]	Pressione [Pa]	T.3 [°C] (temperatura gas in uscita in c.c.)	T.4 [°C] (temperatura fumi in uscita dal camino)	M.g [kg/s]	q [kg/s]	M.a [kg/s]	
8	40	40	17,1667	24,0333	25,00	25,00	1,00	1,10	50,100	101325	1844,39	150	0,04674376	0,00187	0,04488	
9																
10																
11																
12	VALUTAZIONI IN CONDIZIONI NOMINALI															
13	Inserire u % (coefficiente di utilizzazione) nella cella sottostante (tra 0 e 100)	u %	Ore annue totali [h]	h.e.q. [h] (ore equivalenti)	q. annuo [t] consumati	Costo combustibile [€/Nm3]	R. combustibile [J/kg*K]	ρ [kg/m3]	m3 di combustibile annuo consumati	Costi annuali [k€/anno]	Massa CO2 annua [t]					
14	95	95	8760	8322	55,942	0,30	519,646	0,654	85538,31	25,66	153,840					
15																
16																
17	VALUTAZIONI IN CONDIZIONI IN PARTE NOMINALE E IN PARTE FUORI PROGETTO															
18	Inserire u % (coefficiente di utilizzazione) nella cella sottostante (tra 0 e 100)	u %	Ore annue totali [h]	h.e.q. [h] (ore equivalenti)	Qg [kW] in condizioni di fuori progetto	C.p.a. [kJ/(kg*K)]	C.p.g. [kJ/(kg*K)]	Hf [MJ/kg]	M.g [kg/s] in condizioni di fuori progetto	q [kg/s] in condizioni di fuori progetto	M.a [kg/s] in condizioni di fuori progetto					
19	95	95	8760	8322	213,659	1,00	1,10	50,100	0,11463	0,00438	0,11005					
20																
21	Inserire percentuale h di lavoro in condizioni nominali [%] nella cella sottostante (tra 0 e 100)	Ore annue di lavoro in condizioni nominali [h]	q. annuo [t] consumati	Costo combustibile [€/Nm3]	R. combustibile [J/kg*K]	ρ [kg/m3]	m3 di combustibile annuo consumati	Costi annuali [k€/anno]	Massa CO2 annua [t]							
22	70	5823,4	39,159	0,30	519,646	0,654	59876,8151	17,96304453	107,688							
23	Percentuale h di lavoro in condizioni di fuori progetto [%] nella cella sottostante (tra 0 e 100)	Ore annue di lavoro in condizioni di fuori progetto [h]	q. annuo [t] consumati	Costo combustibile [€/Nm3]	R. combustibile [J/kg*K]	ρ [kg/m3]	m3 di combustibile annuo consumati	Costi annuali [k€/anno]	Massa CO2 annua [t]							
24	30	2496,6	41,157	0,30	519,646	0,654	62932,05419	18,87961626	113,182							
25																
26																
27			q. annuo [t] consumati totali							Costi annuali totali [k€/anno]				Massa CO2 annua totale [t]		
28			80,31640413							36,84266079				220,870		
29																

Figura 35 Rappresentazione degli input e degli output riguardanti le valutazioni di tipo ambientale, economico ed energetico

4.2 *Modello per le pompe di calore a compressione*

Si è sviluppato un modello numerico per il calcolo delle proprietà di cicli subcritici a compressione di vapore. Per lo sviluppo di questo modello ci si è serviti del servizio online della compagnia De Klejn per creare una base dati verosimile con cui confrontare i risultati del modello e del software RefProp per poter eseguire i calcoli delle proprietà termodinamiche del fluido di lavoro utilizzato. Per consentire l'utilizzo del modello in ambiente Open-Source si è poi proceduto all'implementazione dello stesso tramite applicativo CoolProp.

4.2.1 Base di dati

Si è usato il servizio della De Klejn® per creare una base di dati con cui confrontare i risultati del modello sviluppato. Il database consente il calcolo preliminare delle sole grandezze in output di maggiore interesse consentendo una calibrazione del modello relativamente all'utilizzo di coefficienti incogniti a priori, quali i rendimenti delle macchine e le differenze di temperatura minime negli scambiatori. Il confronto con i suddetti dati ha consentito dunque lo sviluppo di un modello indipendente in grado di valutare tutte le grandezze caratteristiche di una pompa di calore a compressione, utili sia in fase di sviluppo e progettazione sia per la selezione di un'opzione già esistente sul mercato. Lo strumento online della compagnia olandese ricava da input immessi arbitrariamente una serie di risultati termodinamici ed economici.

Tabella 8 Dati di input

Dati iniziali	
Fluido di lavoro	Sintetico o naturale
Fluido secondario all'evaporatore	Cp [kJ/kg*K] e densità [kg/m ³]
Fluido secondario al condensatore	Cp [kJ/kg*K] e densità [kg/m ³]
Portata fluido secondario all'evaporatore	Ge [m ³ /h]
Portata fluido secondario al condensatore	Gc [m ³ /h]
Temperatura in ingresso all'evaporatore	Te in [°C]
Temperatura ingresso ed uscita al condensatore	$\Delta T_c = T_{c\ out} - T_{c\ in}$ [°C]
Costo elettricità	€
Rendimento di combustione	η
Tipo di combustibile e costo	€
Ore di lavoro annuali	[h/anno]
Simultaneità	-

Da questi dati iniziali il programma della De Klejn è in grado di ricavare una serie di risultati termodinamici che sono riportati nella Tabella 9.

Tabella 9 risultati termodinamici

Risultati termodinamici:	
Potenza al condensatore	Pc [kW]
Potenza compressore	Pcomp [kW]
Coefficient of Performance	COP
Temperatura fine compressione	T2 [°C]
Potenza evaporatore	Pe [kW]
Temperatura fine evaporazione	T1 [°C]
Temperatura fine espansione	T4 [°C]
Temperatura in uscita del fluido secondario all'evaporatore.	T _{e,out} [°C]

4.2.2 Caso ideale

In condizioni ideali, la minima differenza di temperatura negli scambiatori è pari a zero, da ciò consegue che fissate le condizioni delle sorgenti termiche la temperatura di evaporazione sarà la più alta possibile e quella di condensazione la più bassa, riducendo la differenza di pressione tra monte e valle del compressore e conseguentemente il suo assorbimento.

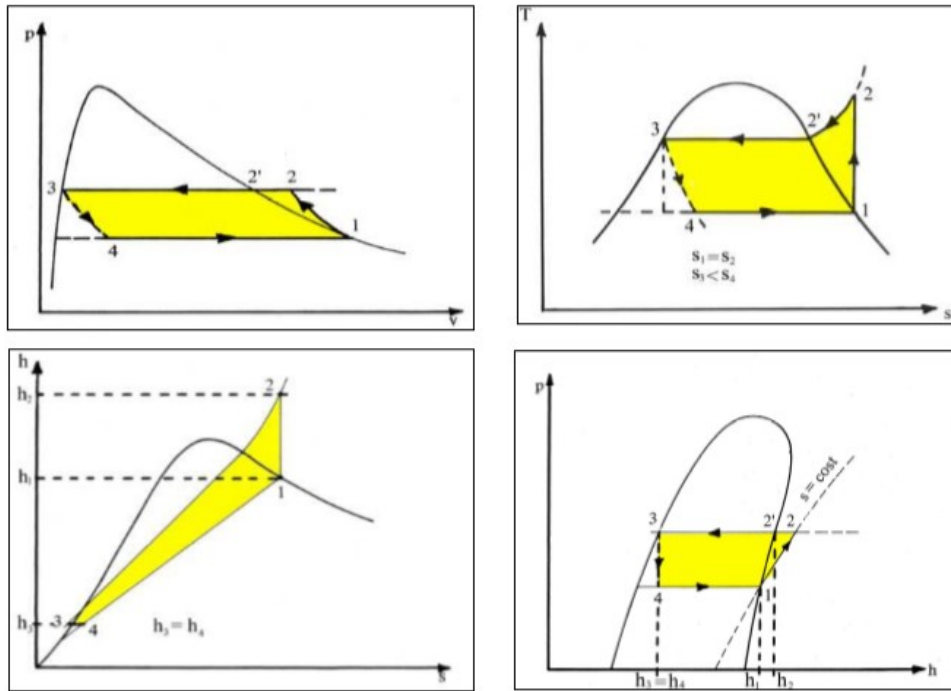


Figura 36 Trasformazioni termodinamiche del ciclo a semplice compressione del vapore in condizioni subcritiche

Il modello matematico sviluppato è per cicli subcritici. La valutazione del ciclo è stata svolta calcolando i valori delle grandezze termodinamiche di interesse per ciascun punto. Tenendo presente che si tratta di un ciclo con due stati di vapore saturo (punti 1,2' di Figura 36) e uno stato di liquido saturo (punto 3), tutti i punti del ciclo possono essere calcolati in maniera univoca [10].

L'implementazione di questo algoritmo viene svolta sul software Visual Basic (VBA) in Excel con l'aggiunta del componente CoolProp® (database dei fluidi).

Le temperature di condensazione ed evaporazione non sono note a prescindere, in quanto per la loro identificazione è necessaria la valutazione delle temperature iniziali e finali dei fluidi secondari. Per la loro valutazione si è proceduto attraverso un algoritmo di risoluzione basato sul metodo della bisezione.

Determinazione della temperatura di condensazione (T2'):

- Le condizioni del fluido secondario nel condensatore sono completamente note, dato che esso rappresenta l'effetto utile della pompa di calore. Sono note dunque temperatura di ingresso ($T_{c\ in}$), temperatura di uscita ($T_{c\ out}$) e portata (G_c). Il metodo itera andando a considerare valori di temperatura all'interno di range opportunamente selezionati al fine di individuare la $T_{2'}$ che soddisfi l'equazione $\Delta T_{pp} = T_{2'} - T^* = 0$.
- Una volta definite le temperature $T_{2'}$ bisogna definire la T^* , individuata tramite il bilancio energetico al condensatore, considerando esclusivamente la quota parte relativa al desurriscaldamento del vapore:

$$G_{ref} (h_2 - h_{2'}) = G_c C_{p\ c} (T_{c\ out} - T^*) \tag{4.6}$$

con:

- G_{ref} = portata massica del fluido refrigerante [kg/s];
- $(h_2 - h_{2'})$ = salto entalpico nel desurriscaldamento [kJ/kg];
- G_c = portata massica del fluido secondario nel condensatore [kg/s];

- $C_{p,c}$ = calore specifico del fluido secondario del condensatore [kJ/kg*K];
- $T_{c,out}$ = temperatura di mandata del condensatore [K];
- T^* = temperatura del fluido secondario ad inizio condensazione del fluido di lavoro [K].

G_c , $C_{p,c}$ e la $T_{c,out}$ sono noti. G_{ref} e $(h_2 - h_{2'})$, si ricavano una volta nota la $T_{2'}$.

- Si procede dunque alla valutazione di T^* nel seguente modo:

$$T^* = T_{c,out} - \frac{G_{ref} * (h_2 - h_{2'})}{G_c * C_{p,c}} \quad (4.7)$$

Come si può notare, essendo $(h_2 - h_{2'})$ e G_{ref} dipendenti dalla temperatura di condensazione $T_{2'}$, lo sarà anche la T^* .

- Dall'equazione del bilancio energetico il modello itera attraverso il metodo della bisezione utilizzando come valore di innesco, una temperatura di condensazione compresa in un intervallo opportuno.
- Ad ogni iterazione, se la temperatura media rispetta la condizione $|T_{2',media} - T^*| < toll$ allora quella temperatura sarà la temperatura di condensazione minima che rispetta le condizioni di bilancio di potenze nello scambiatore e di pinch point nullo.

Determinazione della temperatura di evaporazione (T_1):

- Nota la temperatura di condensazione si prosegue con la valutazione della temperatura di evaporazione. In questo caso tuttavia, la temperatura finale del fluido secondario all'evaporatore è un risultato non noto a priori. In maniera analoga al caso precedente si individua un range di temperature all'interno del quale applicare l'algoritmo risolutivo. La soluzione dell'equazione $\Delta T_{pp} = T_1 - T_{e,out} = 0$ si troverà all'interno del range considerato.
- Fissata la temperatura T_1 si valuta la temperatura di uscita dall'evaporatore dal bilancio energetico:

$$G_{ref}(h_1 - h_4) = G_e C_{p,e} (T_{e,in} - T_{e,out}) \quad (4.8)$$

con:

- G_{ref} = portata massica del fluido refrigerante [kg/s];
- $(h_1 - h_4)$ = salto entalpico all'evaporatore [kJ/kg];
- G_e = portata massica del fluido secondario nell'evaporatore [kg/s];
- $C_{p,e}$ = calore specifico del fluido secondario dell'evaporatore [kJ/kg*K];
- $T_{e,in}$ = temperatura del fluido secondario in entrata all'evaporatore [K].
- $T_{e,out}$ = temperatura del fluido secondario in uscita all'evaporatore [K];

G_e , il $C_{p,e}$ e la $T_{e,in}$ sono dati noti. G_{ref} è nota dal passaggio precedente e i valori di h_1 e h_4 si valutano in funzione della temperatura T_1

- Una volta noti i fattori dal bilancio energetico dell'evaporatore, è possibile determinare $T_{e,out}$:

$$T_{e,out} = T_{e,in} - \frac{G_{ref}(h_1 - h_4)}{G_e C_{p,e}} \quad (4.9)$$

Come si può notare, essendo il salto entalpico $(h_1 - h_4)$ e la portata di refrigerante G_{ref} dipendenti dalla temperatura di evaporazione T_1 , lo sarà anche la $T_{e,out}$.

- In maniera analoga, si ricorre al metodo della bisezione per l'individuazione del valore di temperatura che consente una differenza di temperatura al pinch point nulla.
- Viene effettuata la verifica ad ogni iterazione, se la temperatura media alla i -esima iterazione rispetta la condizione $|T_{1,media} - T_{e,out}| < toll$ allora quella temperatura sarà la temperatura di

evaporazione massima che rispetta le condizioni di bilancio di potenze nello scambiatore e di pinch point nullo.

Calcolo delle potenze

A questo punto della procedura sono noti tutti i punti termodinamici del ciclo frigorifero ed è possibile valutare le potenze in gioco.

- Potenza al condensatore :

$$P_{cond} = G_c C_{p c} (T_{c out} - T_{c in}) \quad [kW] \quad (4.10)$$

- Portata di refrigerante:

$$G_{ref} (h_2 - h_3) = G_c C_{p c} (T_{c out} - T_{c in}) \quad (4.11)$$

$$G_{ref} = \frac{G_c C_{p c} (T_{c out} - T_{c in})}{h_2 - h_3} \quad \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (4.12)$$

- Potenza all'evaporatore:

$$P_{evaporatore} = G_{ref} (h_1 - h_4) \quad [kW] \quad (4.13)$$

- Potenza assorbita dal compressore:

$$P_{compressore} = G_{ref} (h_2 - h_1) \quad [kW] \quad (4.14)$$

- Il coefficiente di prestazione (COP):

$$COP = \frac{P_{condensatore}}{P_{compressore}} \quad (4.15)$$

4.2.3 Caso reale

In condizioni reali si eliminano le ipotesi di rendimento adiabatico isentropico del compressore unitario e di pinch point nulli negli scambiatori. In particolare, si avrà una fissata differenza di temperatura negli scambiatori in aggiunta ad un surriscaldamento del vapore a monte del compressore, in maniera tale da garantire l'ingresso di vapore surriscaldato e un sottoraffreddamento nel condensatore. Il rendimento adiabatico isentropico del compressore, definito come:

$$\eta_{ad-is} = \frac{h_2 - h_1}{h_{2r} - h_1} \quad (4.16)$$

è stato posto pari a 0.6.

L'eliminazione di suddette ipotesi semplificative modifica leggermente la procedura precedentemente adottata nella forma, ma non nel metodo che risulta analogo nei due casi.

Determinazione della temperatura di condensazione (T2') nel caso reale:

L'iter seguito nel caso reale combacia con quello seguito nel caso ideale, con degli aggiustamenti.

- Si definisce un range all'interno del quale individuare la temperatura di condensazione. Il valore ottenuto al termine della procedura rispetterà l'equazione $\Delta T_{pp} = T_{2'} - T^* = \Delta T_{pp-c}$ dove ΔT_{pp-c} rappresenta proprio il valore imposto nella fase di input dati per la minima differenza di temperatura al condensatore.

- Definita $T_{2'}$, si valuta T^* dal bilancio di potenza al condensatore, considerando soltanto la quota parte di desurriscaldamento:

$$G_{ref} * (h_{2r} - h_{2'}) = G_c * C_{p c} * (T_{c out} - T^*) \quad (4.17)$$

con:

- G_{ref} = portata massica del fluido refrigerante [kg/s];
- $(h_{2r} - h_{2'})$ = salto entalpico nel desurriscaldamento nel caso reale [kJ/kg];
- G_c = portata massica del fluido secondario nel condensatore [kg/s];
- $C_{p c}$ = calore specifico del fluido secondario del condensatore [kJ/kg*K];
- $T_{c out}$ = temperatura di mandata del condensatore [K];
- T^* = temperatura del fluido secondario ad inizio condensazione del fluido di lavoro [K].

Rispetto al caso ideale, non è noto il salto entalpico $(h_{2r} - h_{2'})$. Per ricavare il valore di h_{2r} si procede considerando l'espressione del rendimento del compressore:

$$\eta_{ad-is} = \frac{h_2 - h_1}{h_{2r} - h_1} \quad (4.18)$$

da cui:

$$h_{2r} = h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_{ad-is}} \quad (4.19)$$

- Si valuta la temperatura T^* :

$$T^* = T_{c out} - \frac{G_{ref} * (h_{2r} - h_{2'})}{G_c * C_{p c}} \quad (4.20)$$

- si applica il metodo della bisezione in maniera analoga al caso ideale
- Se la temperatura media alla i -esima iterazione rispetta la condizione:

$|T_{2' media} - T^*| - \Delta T_{pp} < toll$, allora quella temperatura sarà la temperatura che rispetta le condizioni di bilancio di potenze nello scambiatore e di pinch point uguale alla differenza di temperatura minima tra i fluidi nel condensatore.

Individuazione della temperatura di evaporazione nell'evaporatore

Per la valutazione della temperatura di evaporazione si distinguono due casi differenti a seconda di dove si posiziona la minima differenza di temperatura.

Caso 1:

Il delta T minimo si trova in corrispondenza dell'ingresso del fluido secondario nell'evaporatore. In questo caso la temperatura di evaporazione si scrive come:

$$T_{1'} = T_1 - \Delta T_{surr} \quad (4.21)$$

con:

- $T_{1'}$: temperatura di evaporazione del punto 1' in cui il vapore si trova in condizioni di saturazione;
- T_1 : temperatura del vapore surriscaldato all'ingresso del compressore;
- ΔT_{surr} : quantità di surriscaldamento al quale viene sottoposto il vapore in uscita dall'evaporatore.

La temperatura ingresso compressore si può scrivere come:

$$T_1 = T_{e\ in} - \Delta T_{pp-e} \quad (4.22)$$

con:

- $T_{e\ in}$: temperatura in ingresso del fluido secondario all'evaporatore;
- ΔT_{pp-e} : differenza di temperatura minima tra i due fluidi imposta nell'evaporatore

In questo caso la temperatura di evaporazione può essere valutata immediatamente dal momento che tutte le grandezze sono note. Un'ulteriore verifica è necessaria al fine di osservare che le curve di scambio termico rispettino il vincolo imposto. Nel caso in cui tale vincolo non fosse rispettato, si determina la temperatura di evaporazione come nel caso 2.

Caso 2:

In questo caso si procede in maniera analoga al caso ideale. Si determina un range all'interno del quale ricercare la soluzione in maniera tale che si rispetti il vincolo $\Delta T_{pp} = T_4 - T_{e\ out} = \Delta T_{pp-e}$.

- si procede alla valutazione della potenza termica scambiata all'evaporatore

$$G_{ref}(h_1 - h_4) = G_e C_{p\ e}(T_{e\ in} - T_{e\ out}) \quad (4.23)$$

con:

- G_{ref} = portata massica del fluido refrigerante [kg/s];
- $(h_1 - h_4)$ = salto entalpico nell'evaporatore di caso reale [kJ/kg];
- G_e = portata massica del fluido secondario nell'evaporatore [kg/s];
- $C_{p\ e}$ = calore specifico del fluido secondario dell'evaporatore [kJ/kg*K];
- $T_{e\ in}$ = temperatura del fluido secondario in entrata all'evaporatore [K].
- $T_{e\ out}$ = temperatura del fluido secondario in uscita all'evaporatore [K];

in cui, rispetto al caso ideale, il salto entalpico si compone di due contributi, uno legato al passaggio di stato (h_1-h_4) e un secondo legato al surriscaldamento del fluido refrigerante (h_1-h_1'):

$$(h_1 - h_4) = (h_{1'} - h_4) + (h_1 - h_{1'}) \quad (4.24)$$

- si determina $T_{e\ out}$ dal bilancio energetico come:

$$T_{e\ out} = T_{e\ in} - \frac{G_{ref} * (h_1 - h_4)}{G_e * C_{p\ e}} \quad (4.25)$$

- si applica l'algoritmo di risoluzione all'interno del range precedentemente definito
- ad ogni iterazione si verifica la relazione $|T_{4\ media} - T_{e\ out}| - \Delta T_{pp} < toll$. Non appena la condizione si verifica, la procedura si arresta e si identifica la temperatura di evaporazione.

A questo punto i parametri del ciclo frigorifero sono noti e si possono determinare tutte le grandezze di uscita in maniera equivalente al caso ideale. Rispetto al caso ideale tuttavia, in virtù del rendimento inferiore del compressore e del maggior rapporto di pressione dovuto al comportamento reale degli scambiatori, la potenza assorbita dal compressore sarà maggiore determinando un COP più basso.

4.2.4 Struttura della cartella Excel

In figura 34 è rappresentato il foglio di lavoro all'interno del quale inserire i dati per la valutazione delle prestazioni di una pompa di calore a compressione. I dati di input da inserire sono evidenziati in grigio e si distinguono in diversi gruppi. Nel gruppo "pompa di calore" si definisce il fluido refrigerante utilizzato e il rendimento del compressore. Per quanto riguarda gli scambiatori di calore, invece, vanno definite le minime differenze di temperatura (indicate con DTpp cond e DTpp evap) per la valutazione delle prestazioni in condizioni reali. Allo stesso modo si inseriscono i valori del surriscaldamento necessario all'aspirazione del compressore e il sottoraffreddamento in uscita dal condensatore. In seguito, devono essere inseriti i dati relativi alle sorgenti termiche disponibili. In particolare, essendo l'effetto utile rappresentato dal riscaldamento del fluido secondario al condensatore, è necessario immettere la tipologia di fluido da riscaldare, temperature ingresso/uscita e portata interessata. Analogamente per la sorgente inferiore occorrono la tipologia (aria/acqua), la portata e la temperatura in ingresso. Il gruppo "dati operativi" comprende invece una serie di grandezze necessarie per valutazioni di carattere economico. Essi sono rappresentati dal costo dell'elettricità, le ore di funzionamento annue e il fattore di simultaneità tra le sorgenti, vale a dire la percentuale di ore di funzionamento in cui le sorgenti sono disponibili nello stesso momento.

Una volta inseriti i dati, le grandezze di output sono raccolte all'interno della tabella "Prestazioni PdC" sia nel caso di condizioni ideali, sia nel caso di condizioni reali. Le grandezze di uscita riguardano le temperature e pressioni di esercizio, le potenze termiche scambiate negli scambiatori e la potenza assorbita dal compressore. Infine, il coefficiente di prestazione. Nel caso reale è presente anche il valore del prodotto del coefficiente di scambio termico globale e la superficie di scambio termico per entrambi gli scambiatori in maniera tale da fornire un dato utile sull'eventuale dimensionamento di questi ultimi.

Risultati di carattere economico sono contenuti nella tabella "Analisi Economica PdC". I costi di investimento sono stati valutati sulla base dei dati ricavati dal database citato in precedenza. Essi risultano proporzionali alla potenza scambiata al condensatore e risultano composti per il 70 % dal costo della pompa di calore e per il 30% da componenti ausiliari. I costi di esercizio sono legati al consumo elettrico del compressore e al costo dell'elettricità indicato nella tabella "dati operativi". Il payback period viene valutato confrontando la soluzione indagata con una caldaia a metano che fornisce la stessa potenza al condensatore, considerando per il costo del combustibile e l'efficienza di conversione (generation efficiency) i valori inseriti nella tabella "dati operativi".

A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
1											
2	Dati input pompa di calore				PRESTAZIONI PdC				ANALISI ECONOMICA PdC		
3	Fluido di lavoro	R134a			Funzionamento ideale				Funzionamento ideale		
4	Temperatura critica	101.1	°C		Temperatura evaporazione	27.7	°C		Combustibile risparmiato	97832	Nm3/anno
5	Pressione critica	40.6	bar		Pressione minima	7.2	MPa		Costo combustibile risp.	34241	€/anno
6	Combustibile	methane			Temperatura fine compressione	81.7	°C		Elettricità consumata	138065	kWh/anno
7	Densità	0.72	kg/Nm3		Pressione massima	24.3	bar		Costo elettricità	11045	€/anno
8	Potere calorifico inf.	30	MJ/Nm3		Portata di refrigerante	1.3	kg/s		Energia primaria salvata	1998	MJ/anno
9	η compressione	0.6	-		Potenza condensatore	165.0	kW		Guadagno	23196	€/anno
10					Potenza evaporatore	132.1	kW		Investimento	63403	€
11	Input dati scambiatori				Potenza compressore	32.9	kW		Costo PdC	44382	€
12	DT pp cond	5	°C		COP	5.0			Altri costi	19021	€
13	DT pp evap	5	°C						Payback period :	2.7	anni
14	DT surriscaldamento	5	°C						Massa CO ₂ non emessa	192	ton/anno
15	DT sottoraffreddamento	5	°C								
16					PRESTAZIONI PdC				ANALISI ECONOMICA PdC		
17	Dati sorgente inferiore				Funzionamento reale				Funzionamento reale		
18	Fluido secondario	Water			Temperatura evaporazione	20.0	°C		Combustibile risparmiato	97832	Nm3/anno
19	Temperatura ingresso	30	°C		Pressione minima	5.7	bar		Costo combustibile risp.	34241	€/anno
20	Temperatura uscita	28.0	°C		Temperatura fine compressione	98.6	°C		Consumo elettrico	211026	kWh/anno
21	Portata fluido	50	m3/h		Pressione massima	23.2	bar		Costo elettricità	16882	€/anno
22	Input dati sorgente superiore				Portata di refrigerante	1.023	kg/s		Energia primaria risparmiata	1735	MJ/anno
23	Fluido secondario	air			Potenza condensatore	165.0	kW		Guadagno	17359	€/anno
24	Temperatura ingresso	30	°C		Potenza evaporatore	114.7	kW		Investimento	63403	€
25	Temperatura uscita	80	°C		Potenza compressore	50.2	kW		Costo PdC	44382	€
26	Portata fluido	10000	m3/h		COP	3.3			Altri costi	19021	€
27					U*A condensatore	5.6	(kW)/°C		Payback period :	3.7	anni
28	Dati operativi				U*A evaporatore	18.0	(kW)/°C		Massa CO ₂ non emessa	192	ton/anno
29	Costo elettricità	0.08	€/kWh								
30	Generation efficiency	0.85									
31	Costo combustibile	0.35	€/Nm3								
32	Ore di funzionamento	6000	h/anno								
33	Fattore di simultaneità	70%									
34											

Figura 37: Struttura foglio di lavoro del modello di dimensionamento per pompe di calore a compressione

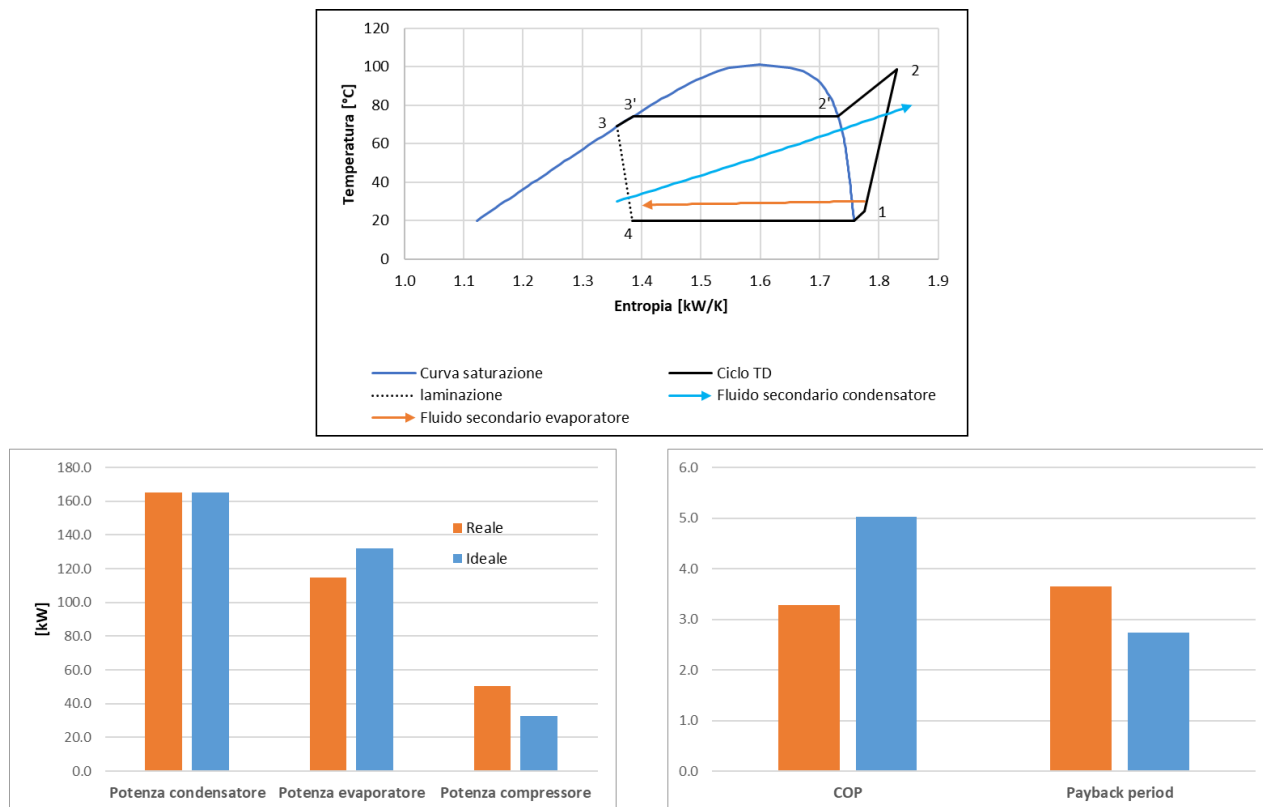


Figura 38: Output grafici modello di dimensionamento per pompe di calore a compressione

Gli output grafici forniti dal modello di dimensionamento per pompe di calore a compressione sono rappresentati in Figura 38: **Output grafici modello di dimensionamento per pompe di calore a compressione**. Nello stesso foglio di lavoro vengono visualizzati il diagramma T-s, rappresentante il ciclo frigorifero compiuto assieme al raffreddamento e riscaldamento delle sorgenti, e alcuni grafici a barre riguardanti le potenze caratteristiche, il coefficiente di prestazione ed il payback period nel caso ideale e in quello reale.

5 Conclusioni

Le attività condotte dal Dipartimento di Ingegneria Industriale e dell’Informazione e di Economia dell’Università degli Studi dell’Aquila nella seconda annualità dell’Accordo di Collaborazione con l’ENEA (durata complessiva triennale) sono inserite in un progetto di ricerca finalizzato allo sviluppo di strumenti di supporto alle decisioni per una maggiore diffusione dei progetti di recupero del calore nell’industria. Dette attività hanno portato allo sviluppo di una metodologia per l’applicazione della pinch analysis al recupero di calore a bassa temperatura nel settore industriale e alla sua implementazione in ambiente Excel/VBA.

È stata sviluppata una metodologia in grado di integrare l’approccio grafico e l’approccio analitico della pinch analysis e sono stati sviluppati modelli di simulazione di differenti tecnologie di recupero di calore.

Per quanto riguarda la pinch analysis il codice di calcolo implementato nelle macro VBA è stato sviluppato al fine di rendere automatica la fase di scelta degli accoppiamenti termici da realizzare per concretizzare il progetto della rete in condizioni di ottimo termodinamico. Il codice è infatti in grado di concretizzare il progetto sia sotto che sopra il pinch, rispettando le regole fondamentali della Pinch Analysis e attenendosi a una serie di criteri ben precisi che mirano a utilizzare il minor numero di scambiatori possibile. Nel realizzare il codice, si è infatti cercato di tener conto di tutte le possibili situazioni che si possono verificare in fase di progetto della rete, ponendosi anche nelle circostanze più complesse. Per esempio, il codice è in grado di gestire anche situazioni per le quali è prevista la ripartizione multipla di più fluidi, sia caldi che freddi.

In merito agli impianti ORC è stato elaborato un modello matematico che valuta le prestazioni di cicli considerando differenti fluidi organici e imponendo vincoli con le sorgenti, affrontando così gli aspetti tecnologici del dimensionamento dei componenti. Il modello di calcolo è in grado di definire i parametri termodinamici ottimali al fine di massimizzare la potenza utile recuperabile. Particolare importanza ha rivestito, in tale ambito, l'elaborazione di una logica procedurale in grado di descrivere il comportamento del sistema nel caso in cui sia previsto uno scambiatore interno ad uso rigenerativo.

Le pompe di calore industriali sono state analizzate dividendole in due categorie: a compressione e ad assorbimento; per entrambe sono stati elaborati dei modelli in ambiente Excel/VBA che consentono di valutare le prestazioni al variare dei principali parametri operativi delle pompe e la scelta della tecnologia più adatta.

Nelle linee di attività che saranno sviluppate nel prossimo anno, in stretta collaborazione con il gruppo di ricerca ENEA e con i gruppi di ricerca delle altre due Università interessate, particolare cura sarà dedicata allo sviluppo di criteri generali che consentiranno di condurre il progetto della rete HEN limitando l'intervento dell'operatore pur in presenza di processi tecnologici alquanto diversificati, alla definizione di correlazioni di costo per gli scambiatori e costi di energia più rispondenti al contesto e al mercato italiano, all'implementazione del software con l'obiettivo di integrare nella rete HEN nuove tecnologie in grado di convertire l'energia termica in energia meccanica (impianti ORC di piccola taglia) o promuovere calore di bassa qualità a livelli di temperatura superiori (pompe di calore industriali), all'applicazione a reali casi studio identificati in collaborazione con ENEA al fine di validare l'efficacia del software nel suo ruolo di supporto all'individuazione e valutazione della soluzione ottimale per il recupero del calore.

6 Riferimenti bibliografici

[1]	Papapetrou M., Kosmadakis G., Cipollina A., La Commare U., Micale G., «Industrial waste heat: Estimation of the technically available resource in the EU per industrial sector, temperature level and country,» <i>Applied Thermal Engineering</i> , p. 138, 2018.
[2]	HussamJouhara H., Khordehgah N., Almahmoud S., Delpech B., Chauhan A., Tassou S. A., «Waste heat recovery technologies and applications,» <i>Thermal Science and Engineering Progress</i> , 2018.
[3]	Thekdi A. C., Nimbalkar S. U., «Industrial Waste Heat Recovery: Potential Applications, Available Technologies and Crosscutting R&D Opportunities,» <i>Report ORNL/TM-2014/622</i> , December 2014.
[4]	Woolley E., Luo Y., Simeone A., «Industrial waste heat recovery: A systematic approach,» <i>Sustainable Energy Technologies and Assessments</i> , 2018.
[5]	Xu Z.Y., Wanga R.Z., Yang C., «Perspectives for low-temperature waste heat recovery,» <i>Energy</i> , 2019.
[6]	Forman C., Muritala I.K., Pardemann R., Meyer B., «Estimating the global waste heat potential,» <i>Renewable and Sustainable Energy Reviews</i> , vol. 57, pp. 1568-1579, 2016.
[7]	Tartière T., Astolfi M., «A World Overview of the Organic Rankine Cycle Market,» <i>Energy Procedia</i> , vol. 129, pp. 2-9, 2017.
[8]	Law R., Harvey A., Reay D., «Opportunities for low-grade heat recovery in the UK food processing industry,» <i>Applied Thermal Engineering</i> , 2013.
[9]	Lemmon E.W., «NIST Standard Reference Database 23: reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REF- PROP, Version 10.0.,» <i>National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg Standard Reference D</i> , 2018.
[10]	Sengers J. V., Kayser R. F., Peters C. J., White H. J., «Equations of state for fluids and fluid mixtures, Amsterdam,» <i>Elsevier</i> , 2000.
[11]	Bell I. H., Wronski J., Quoilin S., Lemor V., «Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp,» <i>Ind. Eng. Chem. Res.</i> , pp. 53, 6, 2498–2508., 2014.

7 Abbreviazioni ed acronimi

Simboli

A	Superficie di scambio termico
C	Costi
c_p	Calore specifico a pressione costante
C_{pe}	Calore specifico fluido secondario all'evaporatore
C_{th}	Capacità termica
$\Delta \dot{H}$	Flusso di entalpia, potenza termica scambiata
$\Delta \dot{Q}$	Bilancio energetico cumulativo
$\Delta \dot{Q}^*$	Bilancio energetico cumulativo modificato
ΔT_{min}	Differenza minima di temperatura
ΔT_{ML}	Differenza di temperatura media logaritmica
ΔT_{pp}	Differenza di temperatura al pinch point
G_{ref}	Portata massica fluido refrigerante
G_e	Portata fluido secondario all'evaporatore
h	Coefficiente convettivo di scambio termico
\dot{m}	Portata massica
$\dot{m}c_p$	Capacità termica
N	Numero fluidi o scambiatori
\dot{Q}	Potenza termica
q_0	Potenza termica all'evaporatore
q_g	Potenza termica al generatore
q_h	Potenza termica riscaldante
P_{th}	Potenza termica
T	Temperatura
T^*	Temperatura aggiustata
U	Coefficiente globale di scambio termico

Pedici

c	Fluido freddo
cc	Fluido freddo cumulativo
cu	Refrigeratore esterno
h	Fluido caldo
hc	Fluido caldo cumulativo
hu	Riscaldatore esterno
hx	Scambiatore di calore tra fluidi di processo
i	Ingresso
u	Uscita

Acronimi

CCF	cooling capacity factor
COP	Coefficiente di prestazione
COPT	Cost Optimal design
E.E.R.	Energy efficiency ratio
HEN	Heat Exchanger Network
HCF	heating capacity factor
HIF	heating capacity factor
HMFCF	heat medium flow correction factor
MER	Maximum Energy Recovery
PT	Pinch Technology
RCC	rated cooling capacity
RHC	rated heat capacity
RHI	rated heat input

8 CV breve del gruppo di ricerca

Roberto Carapellucci è Professore Ordinario nel SSD ING-IND/09 Sistemi per l'Energia e l'Ambiente e presta servizio presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale e dell'Informazione e di Economia dell'Università dell'Aquila. È docente dei corsi di Macchine, nella laurea triennale di Ingegneria Industriale, e di Gestione dei Sistemi Energetici, nella laurea magistrale di Ingegneria Meccanica.

È autore di oltre cento pubblicazioni scientifiche presentate in consessi nazionali ed internazionali sui temi della termodinamica applicata alle macchine, degli impianti motori termici, dei sistemi energetici integrati, dei cicli innovativi di turbine a gas, degli impianti di potenza con tecnologie di cattura della CO₂, dell'utilizzo di fonti energetiche rinnovabili.

È Associate Editor della rivista internazionale Journal of Energy Resources Technology (2019-2022), edita dall'American Society of Mechanical Engineering (ASME), e revisore per numerose riviste internazionali.

È membro effettivo dell'Executive Committee of ASME Advanced Energy Systems Division (dal 2019). È chair del Technical Committee "System Analysis of Advanced Energy Systems Division" dell'ASME (2017-2019) e membro del medesimo Technical Committee dal 2011.

È stato Chair/Organizer del Track Energy per l'International Mechanical Engineering Congress & Exposition (IMECE) negli anni 2016, 2018 e 2019 e Co-Organizer del medesimo Track per l'IMECE2015 e l'IMECE2017. In ciascuno dei Congressi IMECE, Roberto Carapellucci ha organizzato 14-18 topics, 34-45 sessioni tecniche con 160-220 presentazioni, 1-2 presentazioni plenarie e 1 sessione poster. Nel medesimo consesso internazionale e nell'International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems (ECOS2014), Roberto Carapellucci è stato session organizer/chair di numerose sessioni tecniche, tra cui "High Temperature Fuel Cells", "Exergy Analysis of Process and Systems", "Hydrogen Energy", "Exergy Analysis and Thermoconomics", "Advanced Power Generation and District Heating", "Carbon Capture and Storage", "Advanced Power Cycles", "CHP and Cooling Systems", "Natural Gas-Based Systems and Combustion Processes".

Roberto Cipollone è Professore ordinario di Interazione tra le Macchine e l'Ambiente presso l'Università degli Studi dell'Aquila. Il tema dominante della sua attività è stato orientato all'analisi delle interazioni tra le trasformazioni energetiche e l'ambiente nei temi della termodinamica applicata alle macchine.

I motori a combustione interna alternativi hanno rappresentato un settore di studio decisamente importante. Il controllo del rapporto aria combustibile, l'alimentazione con combustibili non tradizionali, lo studio di sistemi di propulsione non convenzionali (ibrido metano/elettrico), l'introduzione di tecnologie innovative (sistemi VVA, thermal management a bordo veicolo, sistemi CVT, trasmissione di potenza, etc.) rappresentano argomenti che lo hanno visto costantemente impegnato, anche attraverso significativi contratti di ricerca con importanti Aziende ed Enti nazionali ed internazionali.

È stato responsabile di numerosi progetti Europei: HY-CEPS - piattaforma comune di veicoli ibridi; CONVENIENT - l'ottimizzazione energetica dei componenti motore-veicolo; ENERGY XXI - pianificazione energetica di ambiti territoriali, sviluppando una procedura unificata di pianificazione energetica di realtà comunali prodromica ai SEAP (Covenant of Mayors); SAVE - il risparmio energetico nel settore dell'aria compressa; LONGRUN sull'ibridizzazione dei veicoli pesanti. È responsabile di un progetto Industria 2015 denominato MECCANO, sulla propulsione con pile a combustibile applicato ad un veicolo ad uso urbano. Ha avuto il ruolo di responsabile nazionale di diversi progetti di rilevante interesse nazionale (PRIN del MIUR) sul controllo del rapporto aria combustibile nei MCI, sul ricircolo massivo dei gas di scarico (Centro Ricerche Fiat, IVECO, Dayco, Daytech, Ing. E. Mattei Sp.A.).

È stato membro della Commissione per l'abilitazione scientifica nazionale ASN - 2016-2018 per il settore concorsuale 09/C1 - Macchine e Sistemi per l'Energia e l'Ambiente. Presso l'Ateneo dell'Aquila ha rivestito diversi ruoli: Presidente della Commissione Ambiente di Ateneo (1996-2004); coordinatore del corso di dottorato di ricerca in "Ingegneria Industriale e dell'Informazione e dell'Economia" (2013-2019) e del corso di dottorato di ricerca in "Ingegneria Meccanica Energetica e Gestionale" (2005-2013); vice Direttore del Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Energetica e Gestionale (2005-2011); presidente del Corso di Studi in Ingegneria per l'Ambiente e il Territorio per due mandati; responsabile del Laboratorio di Macchine a Fluido e Sala Motori. A seguito di un periodo di studio presso il Von Karman Institute for Fluid Dynamics di Brussels,

ha vinto il premio di uno dei più prestigiosi centri di ricerca internazionali sulla termo-fluidodinamica, il Belgian Government Prize come migliore ricerca condotta nel Diploma Course 1984-1985.

È autore di 4 brevetti e circa 200 pubblicazioni tecnico scientifiche relative a partecipazione a congressi nazionali ed internazionali ed edite su riviste scientifiche. È autore di un libro sui Sistemi di Gestione Ambientale e due capitoli di libri, uno sulle macchine dinamiche nel settore della climatizzazione e l'altro sui sistemi di compressione dell'aria in ambiente industriale. È stato relatore di circa 250 tesi di laurea e di 15 tesi di Dottorato di ricerca.

Davide Di Battista è Ricercatore a tempo determinato secondo l'art.24 L 240/2010 comma 3 lett.b) presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale e dell'Informazione e di Economia dell'Università degli Studi dell'Aquila. Precedentemente è stato Assegnista di ricerca dal 2013 al 2017 e dottorando nel periodo 2010-2014. È titolare del corso di "Pianificazione Energetica del Territorio" e svolge esercitazioni e lezioni all'interno dei corsi di Macchine, Dinamica e Controllo delle Macchine e Interazione tra le Macchine e l'Ambiente. È membro del collegio del Dottorato di Ingegneria Industriale e dell'Informazione e di Economia dal XXXIII ciclo, all'interno del quale eroga il corso ad-hoc "Off-design behaviour of thermal components".

La sua attività di ricerca si è principalmente orientata verso l'attività teorica e sperimentale sui motori a combustione, rivolta all'ottimizzazione e l'integrazione dei flussi energetici, la riduzione dei consumi e delle emissioni inquinanti. Ha preso parte a numerosi progetti di ricerca nazionali ed internazionali sulle tematiche dell'ottimizzazione di macchine e sistemi energetici, pianificazione energetica territoriale, risparmio e recupero energetico, innovazione nel settore automotive e utilizzazione di fonti energetiche rinnovabili. È responsabile scientifico di un progetto di ricerca europeo BlueMed "SEALINES" (Off-shore Mediterranean Safety Network) e di 3 progetti di ricerca con aziende sull'efficienza energetica in ambito automotive e industriale. È membro attivo della commissione orientamento dello stesso Dipartimento, con la quale svolge attività di terza missione, ed è attualmente rappresentante dei Ricercatori a tempo determinato nel Senato Accademico dell'Università degli Studi dell'Aquila.

È autore di circa 50 pubblicazioni sulle maggiori riviste di settore e proceedings di conferenze inserite nei circuiti internazionali di maggior rilievo (SAE, ASME, IFAC, ATI, UIT). Grazie anche a queste, ha superato l'Abilitazione Scientifica Nazionale (ASN 2016) a professore di II fascia nel luglio del 2018 per il settore concorsuale 09/C1 – Macchine e Sistemi per l'Energia e l'Ambiente. È anche revisore di numerose riviste internazionali.

Simona Abbate è una dottoranda del XXXV ciclo presso l'Università degli Studi dell'Aquila. Ha lavorato come Consigliere di Amministrazione dell'Università degli Studi dell'Aquila dal 2014 al 2016. Laureata in ingegneria civile - ambientale con una tesi sulla risposta sismica locale e modellazione 1D della Via Zona XX Settembre a L'Aquila e laureata magistrale, presso lo stesso ateneo, in Ingegneria per l'Ambiente e il Territorio; nel lavoro di tesi ha sviluppato un modello per la dinamica del carbonio in atmosfera al fine di formulare futuri scenari energetici. Le sue principali attività di ricerca riguardano i piani energetici, le emissioni di CO₂, gli scenari energetici e gli impianti di refrigerazione a CO₂. Il progetto di ricerca sperimentale che sta svolgendo è in collaborazione con la società Epta Spa.

Marco Di Bartolomeo è un dottorando del XXXIII ciclo presso l'Università dell'Aquila. Si è laureato in Ingegneria Meccanica nel 2013 presso la stessa Università con una tesi sul recupero energetico da fonti di calore a bassa e media temperatura tramite sistemi ORC. Ha lavorato come collaboratore esterno presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale e dell'Informazione ed Economia dell'Università degli Studi dell'Aquila nell'ambito di un progetto nazionale con il MISE in materia di sicurezza delle piattaforme off-shore. Le sue principali attività sono legate ai settori del recupero di energia termica attraverso cicli Rankine organici, modellazione e ottimizzazione dei componenti ORC e gestione termica dei motori a combustione interna. Ha partecipato a numerosi congressi nazionali ed internazionali e effettuato la pubblicazione di articoli su prestigiose riviste. Dal 2018 è socio dell'Energy Environmental Engineering Research (E3R) uno spin-off dell'Università dell'Aquila.