



Ricerca di Sistema elettrico

Sviluppo di una metodologia per l'applicazione della pinch analysis

R. Carapellucci, R. Cipollone, D. Di Battista, F. Fatigati



SVILUPPO DI UNA METODOLOGIA PER L'APPLICAZIONE DELLA PINCH ANALYSIS

R. Carapellucci, R. Cipollone, D. Di Battista, F. Fatigati
(Dipartimento di Ingegneria Industriale e dell'Informazione e di Economia, Università degli Studi dell'Aquila)

Dicembre 2019

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021 - I 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 3.24 - Sviluppo di una metodologia per l'applicazione della pinch analysis

Responsabile del Progetto: Miriam Benedetti, ENEA

Responsabile del Work package: 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:
Roberto Carapellucci

Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE	5
2 DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SVOLTE E RISULTATI.....	6
2.1 SVILUPPO DI UNA METODOLOGIA IN GRADO DI INTEGRARE L'APPROCCIO GRAFICO E L'APPROCCIO ANALITICO DELLA PINCH ANALYSIS ...	7
2.1.1 <i>L'approccio grafico della pinch analysis</i>	7
2.1.1.1 <i>Il diagramma T-$\Delta\dot{H}$</i>	7
2.1.1.2 <i>Le curve cumulative dei fluidi caldi e dei fluidi freddi</i>	9
2.1.1.3 <i>Le condizioni di massimo recupero energetico</i>	13
2.1.2 <i>L'approccio analitico della pinch analysis</i>	15
2.1.2.1 <i>Procedura basata sull'analisi degli intervalli di temperatura</i>	15
2.1.2.2 <i>La curva cumulativa globale</i>	17
2.1.2.3 <i>Stima della superficie di scambio termico richiesta</i>	18
2.1.2.4 <i>Stima del valore ΔT_{min} ottimale</i>	22
2.2 PROGETTO DELLA RETE HEN IN CONDIZIONI DI MASSIMO RECUPERO ENERGETICO (MER DESIGN, OTTIMO TERMODINAMICO)	23
2.2.1 <i>Costruzione del diagramma dei flussi di energia</i>	25
2.2.2 <i>Progetto sotto il pinch</i>	25
2.2.3 <i>Progetto sopra il pinch</i>	26
2.3 PROGETTO DELLA RETE HEN IN CONDIZIONI DI MINIMO COSTO ANNUO DI GESTIONE (COPT DESIGN, OTTIMO ECONOMICO)	27
2.3.1 <i>Rilassamento energetico della rete HEN</i>	28
2.4 SVILUPPO DI UN SOFTWARE IN AMBIENTE EXCEL/VBA PER LA PINCH ANALYSIS DI RETI HEN	29
2.4.1 <i>Applicazione del modello sviluppato per la pinch analysis a casi studio</i>	31
2.4.2 <i>Applicazione del modello sviluppato per la valutazione di irreversibilità in reti HEN esistenti</i>	41
3 CONCLUSIONI.....	45
4 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	46
5 ABBREVIAZIONI ED ACRONIMI.....	47
6 CV BREVE DEL GRUPPO DI RICERCA.....	48

Sommario

Il presente rapporto tecnico descrive una metodologia per l'applicazione della pinch analysis alla valutazione delle opportunità di recupero del calore di scarto nel settore industriale. 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 prima annualità hanno consentito di sviluppare una metodologia, implementata in un software in ambiente Excel/VBA, per l'integrazione dell'approccio grafico e l'approccio analitico della pinch analysis, il progetto della rete di scambiatori di calore (Heat Exchanger Network - HEN) in condizioni di massimo recupero energetico, il progetto della rete HEN in condizioni di minimo costo annuo di gestione e la valutazione delle prestazioni di reti HEN esistenti. I primi risultati ottenuti con l'applicazione del software a casi studio di letteratura hanno evidenziato notevole accuratezza e flessibilità nell'individuazione dei minimi scambi di energia con l'esterno e nella valutazione di irreversibilità in reti HEN esistenti.

Una validazione completa del software sarà condotta nelle linee di attività che il DIIE svilupperà nel prossimo biennio, in stretta collaborazione con il gruppo di ricerca ENEA e con i gruppi di ricerca delle altre due Università interessate. Essa prevede l'integrazione nella rete HEN di nuove tecnologie, in grado di convertire l'energia termica in energia meccanica (impianti ORC di piccola taglia) o promuovere energia termica a bassa temperatura a livelli di temperatura superiori (pompe di calore industriali), e l'applicazione a reali casi studio identificati in collaborazione con ENEA.

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 prima 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 inquadrate 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 presente rapporto tecnico che descrive le attività del primo anno, è stata impiegata la Pinch Technology, una metodologia particolarmente efficace e relativamente semplice da implementare [6]. Per l’integrazione nella rete HEN di nuove tecnologie che sarà condotta nelle linee di attività che il DIIIIE svilupperà nel prossimo biennio, saranno considerate tecnologie in grado di convertire l’energia termica in energia meccanica (impianti ORC di piccola taglia) o promuovere la produzione di calore a media ed alta temperatura tramite calore a bassa temperatura attraverso pompe di calore di interesse industriale.

Le principali attività descritte nel presente rapporto tecnico hanno riguardato:

- *Sviluppo di una metodologia in grado di integrare l’approccio grafico e l’approccio analitico della pinch analysis* al fine di calcolare le specifiche del sistema in condizioni di massimo recupero energetico, ovvero con massimo trasferimento di calore tra i fluidi di processo e minimi scambi di energia con utenze esterne (raffreddatori, riscaldatori). I principali passi di questa metodologia riguardano la definizione delle specifiche dei fluidi di processo “caldi” e “freddi” in termini di temperature di ingresso e uscita e capacità termiche, la costruzione delle curve cumulative dei fluidi “caldi” e “freddi”, la localizzazione del pinch-point, la valutazione delle potenze termiche scambiate con le utenze esterne, la costruzione della curva cumulativa globale, la stima della superficie di scambio termico dell’intera rete HEN, la stima del ΔT_{min} ottimale che rende minimi i costi annui di gestione.
- *Progetto della rete HEN in condizioni di massimo recupero energetico (MER design, ottimo termodinamico)*, ovvero sintesi della rete HEN che rispetta le risultanze della pinch analysis (minimi scambi di energia con l’esterno). Tale progetto richiede la preliminare costruzione del diagramma dei flussi di energia ed è condotto in due fasi successive, progetto della rete “sotto il pinch” e progetto “sopra il pinch”, proprio al fine di garantire condizioni di massimo recupero energetico.

- *Progetto della rete HEN in condizioni di minimo costo annuo di gestione (COPT design, ottimo economico)*, ovvero si procede al cosiddetto “rilassamento energetico” della rete in modo da spostarsi dalla condizione di ottimo termodinamico a quella di ottimo economico. In questa attività, è richiesta la preliminare definizione di correlazioni per la stima del costo degli scambiatori di calore e dei costi di energia associati all’utilizzo di fluidi esterni.
- *Sviluppo di un software in ambiente Excel/VBA per la pinch analysis di reti HEN*. La metodologia della Pinch Technology è implementata in un software in ambiente Excel/VBA al fine di consentire la realizzazione dell’approccio grafico e dell’approccio analitico, il progetto della rete HEN in condizioni di massimo recupero energetico, il progetto della rete HEN in condizioni di minimo costo annuo di gestione e la valutazione delle prestazioni di reti HEN esistenti, con la quantificazione e localizzazione delle cause di irreversibilità responsabili dell’allontanamento dalla condizione di massimo recupero energetico.

2 Descrizione delle attività svolte e risultati

L’adozione di reti di scambiatori di calore (HEN, Heat Exchanger Network) è diffusa in numerosissimi processi industriali, laddove c’è bisogno di riscaldare e raffreddare fluidi di processo. Ci sono alcuni elementi e parametri di cruciale importanza nel progetto e nell’ottimizzazione di reti HEN:

- Fluidi di processo, che si distinguono in
 - o *Fluidi freddi (c, cold streams)*: devono essere riscaldati per esigenze del processo;
 - o *Fluidi caldi (h, hot streams)*: devono essere raffreddati per esigenze del processo o possono essere raffreddati qualora si tratti di fumi al camino. In quest’ultimo caso, l’obiettivo è recuperare il massimo dell’energia compatibile con i problemi di corrosione per formazione di condense acide;
- Grandezze caratteristiche dei fluidi di processo: si tratta essenzialmente di capacità termica e temperature di ingresso e di uscita.
- Fluidi esterni, che consentono di completare riscaldamenti e raffreddamenti che non è stato possibile effettuare attraverso scambi termici tra fluidi di processo (recupero energetico). Nell’industria sono generalmente disponibili numerose opzioni per effettuare riscaldamenti e raffreddamenti addizionali. Si distinguono
 - o *Riscaldamenti esterni (hu, hot utilities)*, che possono essere effettuati utilizzando gas combustibili, vapore in passaggio di stato o acqua calda;
 - o *Raffreddamenti esterni (cu, cold utilities)*, che possono essere effettuati utilizzando acqua, aria, fluidi frigoriferi (quando è basso il livello di temperatura).
- Dati tecnici ed economici, che riguardano i fluidi di processo, i fluidi esterni o le apparecchiature per il trasferimento di calore (scambiatori di calore, a superficie e in controcorrente). I dati sono essenzialmente i coefficienti di scambio termico convettivo di ciascun fluido – che consentono di stimare le superfici di scambio termico –, i costi di capitale (scambiatori di calore) e i costi di energia (fluidi esterni) – che consentono di stimare i costi annui di gestione.

L’ottimizzazione di una rete HEN richiede di trovare una configurazione che rende minimo il costo totale annuo associato alla rete:

$$\text{costo totale annuo} = \text{costi di capitale} + \text{costi di gestione} \quad (2.1)$$

Tra i costi di capitale sono preponderanti quelli relativi agli scambiatori di calore, tra i costi di gestione sono preponderanti quelli relativi all’impiego di fluidi esterni (costi di energia). Per operare l’ottimizzazione, si considerano scambiatori di calore in controcorrente e, in una prima fase, scambi di calore trascurabili con l’esterno.

Considerata la natura combinatoria del progetto, ovvero la possibilità di accoppiare termicamente diversi fluidi di processo, esiste un numero rilevante di configurazioni HEN alternative anche per un numero relativamente piccolo di fluidi di processo. È comunque da rilevare che soltanto un numero limitato di tali alternative è tecnicamente o economicamente fattibile. Si possono ovviamente escludere configurazioni che prevedono trasferimenti di calore tra fluidi che non presentano livelli di temperatura compatibili, o sulla base di considerazioni economiche. Ciononostante, non risulta efficace un approccio che si basa sulla enumerazione e valutazione di tutte le possibili alternative, ma è opportuno e fondamentale l'impiego di una metodologia che assista nel progetto e l'ottimizzazione di reti di scambiatori di calore. La Pinch Technology è una metodologia particolarmente efficace, come può essere messo in luce dal cosiddetto *approccio grafico*, e semplice da implementare, come evidenziato dal cosiddetto *approccio analitico*.

2.1 Sviluppo di una metodologia in grado di integrare l'approccio grafico e l'approccio analitico della pinch analysis

Gli obiettivi principali della Pinch Technology possono essere così sintetizzati [6]:

- Stima per un assegnata minima differenza di temperatura tra i fluidi di processo ΔT_{min} di:
 - o minimi scambi termici con l'esterno (riscaldamenti, raffreddamenti) o, in alternativa, massimo recupero energetico (trasferimento di calore tra fluidi di processo)
 - o superficie totale di scambio della rete
 - o numero di scambiatori di calore
- *Sintesi della rete*, ovvero progetto della rete che realizza i target valutati con la Pinch Technology. Si tratta quindi del progetto della rete in condizioni di massimo recupero energetico (MER design, ottimo termodinamico).
- *Ottimizzazione della rete*, ovvero rilassamento energetico della rete in condizioni di massimo recupero energetico al fine realizzare il minimo costo annuo di gestione (COPT design, ottimo economico).

Il metodo della Pinch Technology sarà introdotto dapprima utilizzando un approccio grafico, per meglio illustrare il principio ispiratore, e poi attraverso un approccio analitico e sistematico, per l'implementazione della procedura su calcolatore.

2.1.1 L'approccio grafico della pinch analysis

2.1.1.1 Il diagramma $T-\Delta H$

Il diagramma di scambio termico che pone sull'asse delle ordinate le temperature dei fluidi e sull'asse delle ascisse la relativa potenza termica scambiata ($T-\Delta H$) riveste un ruolo centrale nel metodo della Pinch Technology. È possibile illustrarne il significato considerando il caso di due fluidi, uno caldo (h) e uno freddo (c). Per i due fluidi di processo si hanno i seguenti dati:

$$h: \left(\dot{m}c_p \right)_h \quad T_{h_i} \quad T_{h_u} \quad (2.2)$$

$$c: \left(\dot{m}c_p \right)_c \quad T_{c_i} \quad T_{c_u} \quad (2.3)$$

In assenza di recupero energetico, ovvero di trasferimento di calore tra i fluidi di processo, le potenze termiche dovranno essere scambiate con fluidi esterni. In Figura 1 è illustrata la situazione di assenza di recupero energetico, evidenziata dalla mancanza di una zona di sovrapposizione, rispetto all'asse delle ascisse (potenze termiche scambiate, ΔH), tra le curve dei due fluidi di processo. Gli scambi di energia con l'esterno (hu : hot utilities; cu : cold utilities) sono pertanto massimi e calcolati tramite le eq. 2.4 e 2.5:

$$\dot{Q}_{hu,max} = \Delta\dot{H}_c = (\dot{m}c_p)_c (T_{cu} - T_{ci}) \tag{2.4}$$

$$\dot{Q}_{cu,max} = \Delta\dot{H}_h = (\dot{m}c_p)_h (T_{hi} - T_{hu}) \tag{2.5}$$

mentre lo scambio termico tra i fluidi di processo (\dot{Q}_{hx} , recupero energetico) è nullo.

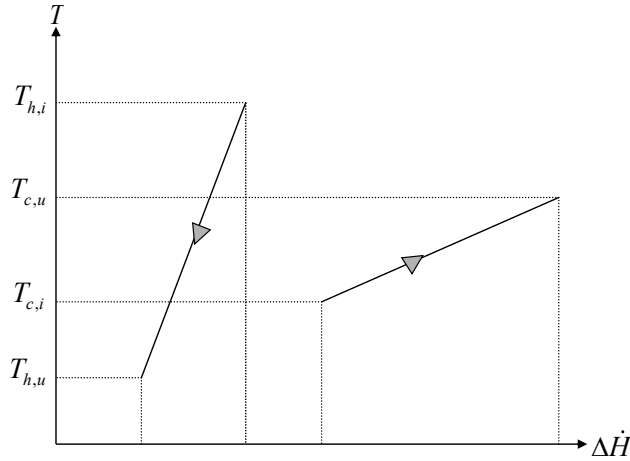


Figura 1. Diagramma $T-\Delta\dot{H}$ in assenza di recupero energetico

Il caso limite di massimo trasferimento di energia termica (quello per cui $\Delta T_{min}=0$ e la superficie di scambio termico è infinitamente grande, $A_{hx} \rightarrow \infty$), pur se teorico, consente di individuare i minimi scambi di potenza termica con l'esterno. In Figura 2, rappresentativa di questa situazione, si riconoscono una zona di sovrapposizione tra le due curve in cui viene scambiata la potenza termica $\dot{Q}_{hx,max}$ e due zone esterne in cui sono richiesti un refrigeratore esterno ($\dot{Q}_{cu,min}$) e un riscaldatore esterno ($\dot{Q}_{hu,min}$).

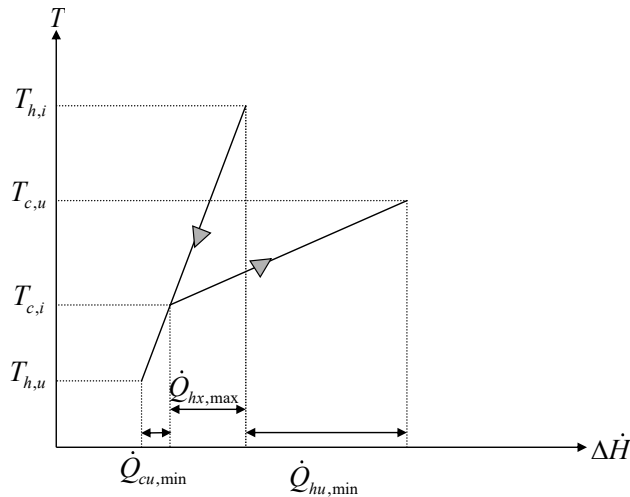


Figura 2. Diagramma $T-\Delta\dot{H}$ con massimo recupero energetico

Una situazione realistica deve necessariamente prevedere un ΔT_{min} (in caso di Fig.2, lato freddo), che di conseguenza limita la superficie dello scambiatore di calore (Figura 3). Il punto dello scambiatore di calore in cui si realizza il ΔT_{min} è detto "pinch-point". Il valore di ΔT_{min} influenza il processo di scambio termico nello scambiatore di calore e quindi la superficie di scambio termico A_{hx} . Al diminuire di ΔT_{min} , aumentano la potenza termica recuperata Q_{hx} e la superficie di scambio A_{hx} (che però implica maggiori costi di capitale) e diminuiscono le potenze termiche \dot{Q}_{cu} e \dot{Q}_{hu} (minori costi di energia da scambiare verso le sorgenti esterne). I valori ottimali, sul piano dei costi, di \dot{Q}_{cu} e \dot{Q}_{hu} sono sempre maggiori di $\dot{Q}_{cu,min}$ e $\dot{Q}_{hu,min}$ (che corrispondono al caso teorico di $\Delta T_{min}=0$) e spesso inferiori di $\dot{Q}_{cu,max}$ e $\dot{Q}_{hu,max}$, nel caso in cui gli intervalli di temperatura

siano compatibili e il trasferimento di calore tra fluidi di processo (recupero energetico) sia più economico del ricorso ai fluidi esterni. Essendo la situazione rappresentata in Figura 2 del tutto teorica (superficie di scambio infinita), anche nel caso di Figura 3 si è soliti indicare le potenze termiche scambiate con i fluidi esterni con $\dot{Q}_{cu,min}$ e $\dot{Q}_{hu,min}$ e la potenza termica scambiata tra i fluidi di processo con $\dot{Q}_{hx,max}$: in tal caso, gli scambi di calori si intendono minimi o massimi per quell’assegnato ΔT_{min} .

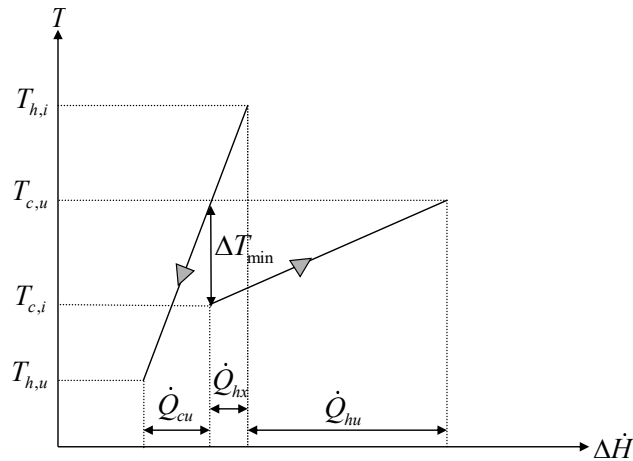


Figura 3. Diagramma $T-\Delta\dot{H}$ con massimo recupero energetico per un fissato ΔT_{min}

Dalla composizione dei *costi fissi*, associati agli scambiatori di calore, e dei *costi variabili*, associati all’utilizzo di fluidi esterni, derivano i costi annui di gestione che, come illustrato in Figura 4, presentano spesso un valore di ΔT_{min} ottimale.

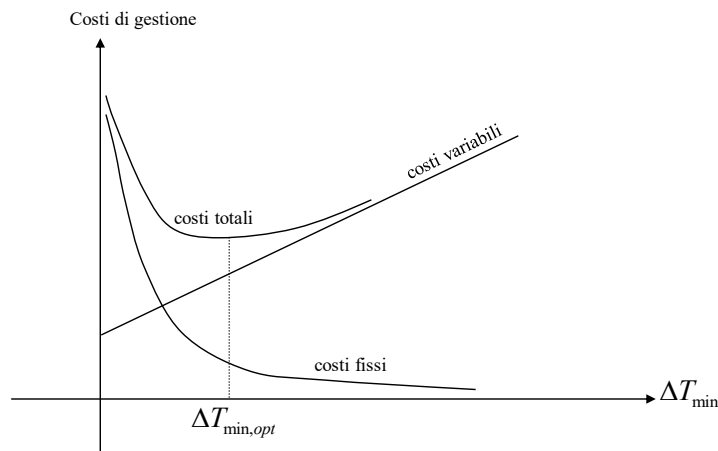


Figura 4. Andamento dei costi annui di gestione al variare del ΔT_{min}

2.1.1.2 Le curve cumulative dei fluidi caldi e dei fluidi freddi

Nel caso di reti di scambio termico con più fluidi, è necessario combinare le caratteristiche di temperatura per tutti i fluidi caldi in un’unica curva cumulativa dei fluidi caldi (*hc*, hot cumulative) e quelle per tutti i fluidi freddi un’unica curva cumulativa dei fluidi freddi (*cc*, cold cumulative). Quando entrambe le curve sono rappresentate in un diagramma $T-\Delta\dot{H}$, può essere localizzato il pinch-point, in corrispondenza della minima differenza di temperatura tra le due curve, e individuati gli scambi minimi di energia con l’esterno e il massimo trasferimento di calore tra fluidi di processo. Per illustrare la procedura, si considerano, ad esempio, due fluidi caldi e due freddi, con specifiche di progetto sintetizzate in Tabella 1 [6].

Tabella 1. Specifiche di progetto dei fluidi di processo

	$T_i [K]$	$T_u [K]$	$\dot{m}c_p [kW / K]$
1 (h)	400	310	2
2 (c)	300	390	1.8
3 (c)	330	370	4
4 (h)	450	350	1

Per lo sviluppo del modello, in una prima fase, si considerano le seguenti ipotesi:

- scambiatori in controcorrente
- scambi termici con l'esterno trascurabili
- entalpia dipendente solo dalla temperatura
- calore specifico di ciascun fluido costante

Alcune ipotesi potranno essere poi rimosse, in fase di implementazione del modello su calcolatore, al fine di generalizzare il modello stesso anche a casi in cui sono presenti fluidi in passaggio di stato, fluidi con calore specifico dipendente dalla temperatura e presenza di perdite di calore verso l'esterno.

La curva cumulativa dei fluidi caldi può essere derivata come illustrato nell'esempio numerico di Figura 5, attraverso i seguenti passi:

1. Si individuano i differenti campi di temperatura, in relazione alle temperature caratteristiche di ingresso e di uscita dei fluidi caldi;
2. Per ogni campo si costruisce una porzione del fluido cumulativo sommando le capacità termiche dei fluidi interessati;
3. Si calcolano le potenze termiche cedute per ogni intervallo dal fluido caldo cumulativo.

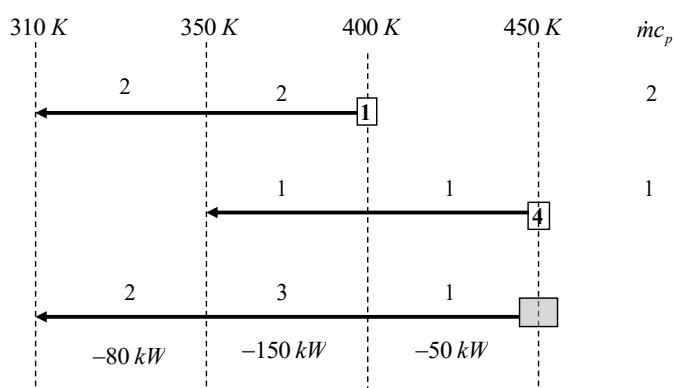


Figura 5. Fluido caldo cumulativo

Come evidenziato in Figura 5, la potenza termica complessivamente ceduta dai fluidi caldi è pari a:

$$\dot{Q}_h = \sum_{i=1}^3 \Delta \dot{H}_i = -80 - 150 - 50 = -280 \text{ kW} \tag{2.6}$$

dove $\Delta \dot{H}_i$ è la variazione di flusso entalpico associato alla cessione di calore del fluido caldo cumulativo nell'intervallo i-esimo:

$$\Delta H_i = \sum_{j=1}^2 (\dot{m}c_p)_j \Delta T_i \quad (2.7)$$

Analogamente si procede per la costruzione della curva cumulativa dei fluidi freddi (Figura 6). La potenza termica complessivamente richiesta dai fluidi freddi è data da:

$$\dot{Q}_c = \sum_{i=1}^3 \Delta \dot{H}_i = 54 + 232 + 36 = 322 \text{ kW} \quad (2.8)$$

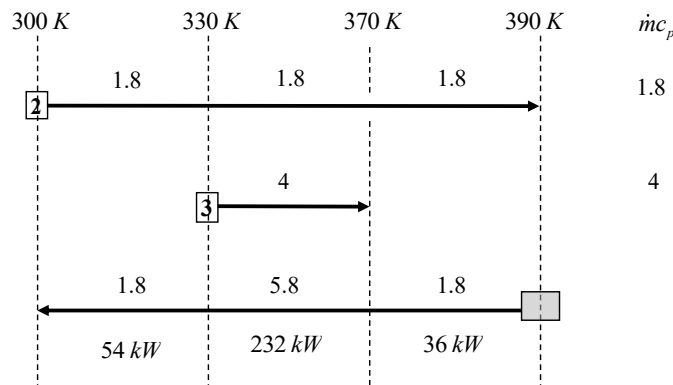


Figura 6. Fluido freddo cumulativo

Dal confronto della (2.8) con la (2.6) emerge che i fluidi freddi richiedono una potenza termica maggiore di quella fornita dai fluidi caldi, almeno pari a 42 kW. In realtà il valore effettivo di potenza scambiata con il riscaldatore esterno dipende dal valore di ΔT_{min} , in questo caso assunto pari a 10°C, e dalla localizzazione del pinch-point. Per costruire le curve cumulative sul piano $T-\Delta\dot{H}$, è opportuno associare ad ogni temperatura la rispettiva potenza termica: le coppie di valori $\Delta\dot{H}-T$ per i due fluidi cumulativi sono riportate in Tabella 2, dove si osserva che alla temperatura di ingresso del fluido freddo cumulativo si associa un valore arbitrario di potenza termica (100 kW) che poi andrà modificato in base a specifica e localizzazione del pinch-point.

Tabella 2. Coppie $\Delta\dot{H}-T$ per il fluido cumulativo caldo (a) e freddo (b)

(a)		(b)	
$\Delta\dot{H}$	T	$\Delta\dot{H}$	T
[kW]	[K]	[kW]	[K]
0	310	100	300
80	350	154	330
230	400	386	370
280	450	422	390

Le curve cumulative per i fluidi caldi e freddi sono riportate in Figura 7: ciascuna curva cumulativa è rappresentata da una spezzata, ad indicare una capacità termica variabile nei diversi intervalli di temperatura. La minore pendenza si ha in corrispondenza di maggiori valori di capacità termica (riportati tra parentesi tonde su ogni tratto di curva), dove una fissata variazione di temperatura richiede lo scambio di una maggiore potenza termica.

Per passare dalla curva blu tratteggiata a quella blu continua, occorre traslare la curva cumulativa dei fluidi freddi verso sinistra, mantenendo ferma quella cumulativa dei fluidi caldi, fino ad individuare il ΔT_{min} fissato (10°C). Si osserva che il punto critico in relazione al quale stabilire l'entità della traslazione è quello di ingresso del fluido freddo 3 che si riscalda da 330 K a 370 K. Sono pertanto individuate le temperature al pinch, pari a 330 K ($T_{cc,pinch}$) per la curva cumulativa dei fluidi freddi e a 340 K ($T_{hc,pinch}$) per la curva cumulativa dei fluidi caldi. Questo punto, in Fig,7, si realizza al valore di ascissa pari ad 80 kW. Effettuata la

traslazione, è possibile individuare tre zone caratteristiche in relazione al posizionamento delle due curve cumulative rispetto all'asse delle ascisse:

1. La zona di sovrapposizione tra le due curve è rappresentativa del recupero energetico, ovvero del trasferimento di calore tra fluidi di processo, e consente di individuare $\dot{Q}_{hx,max}$;
2. La zona esterna di sinistra indica la necessità di uno o più refrigeratori esterni per completare il raffreddamento dei fluidi caldi e consente di individuare $\dot{Q}_{cu,min}$;
3. La zona esterna di destra indica la necessità di uno o più riscaldatori esterni per completare il riscaldamento dei fluidi freddi e consente di individuare $\dot{Q}_{hu,min}$.

Per valutare le potenze termiche scambiate con i fluidi esterni, è possibile effettuare il bilancio energetico "sotto il pinch", a sinistra del valore sull'asse delle ascisse individuato dal punto in cui si realizza il pinch point, che in Fig.7 si ha a 60 kW:

$$\Delta\dot{H}_h = \Delta\dot{H}_c + \dot{Q}_{cu,min} \Rightarrow 2 \cdot (340 - 310) = 1.8(330 - 300) + \dot{Q}_{cu,min} \Rightarrow \dot{Q}_{cu,min} = 6 \text{ kW} \quad (2.9)$$

e il bilancio energetico sopra il pinch:

$$\begin{aligned} \Delta\dot{H}_h + \dot{Q}_{hu,min} &= \Delta\dot{H}_c \Rightarrow 2 \cdot (350 - 340) + 3(400 - 350) + 1 \cdot (450 - 400) + \dot{Q}_{hu,min} = \\ &= 5.8(370 - 330) + 1.8(390 - 370) \Rightarrow \dot{Q}_{hu,min} = 48 \text{ kW} \end{aligned} \quad (2.10)$$

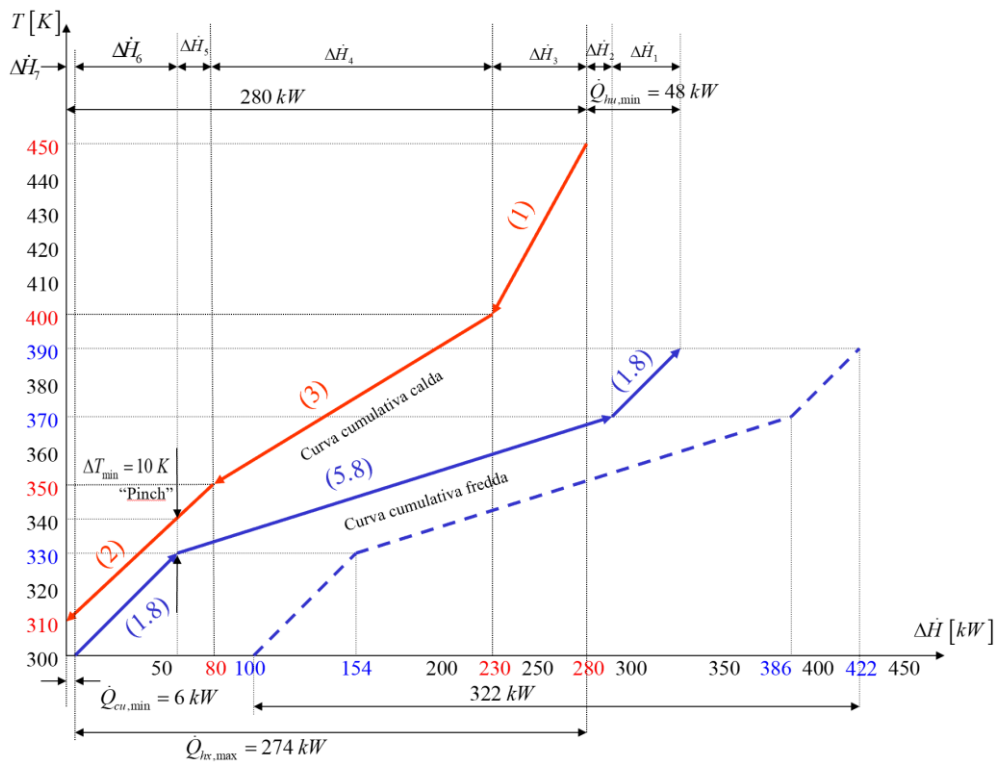


Figura 7. Curve cumulative dei fluidi caldi e freddi

Per determinare una delle due potenze termiche scambiate con l'esterno è possibile anche procedere attraverso il bilancio energetico complessivo:

$$\dot{Q}_h + \dot{Q}_{hu,min} = \dot{Q}_c + \dot{Q}_{cu,min} \quad (2.11)$$

essendo \dot{Q}_h e \dot{Q}_c pari rispettivamente a 280 kW e 322 kW.

La potenza termica trasferita dai fluidi caldi ai fluidi freddi, indicativa del recupero energetico, è pari a:

$$\dot{Q}_{hx,max} = \dot{Q}_h - \dot{Q}_{cu,min} = 280 - 6 = \dot{Q}_c - \dot{Q}_{hu,min} = 322 - 48 = 274 \text{ kW} \quad (2.12)$$

Una volta determinati graficamente gli scambi termici fra i fluidi di processo e quelli con i fluidi esterni, prima di illustrare la procedura che consente di giungere alla sintesi della rete che soddisfa le risultanze della Pinch Technology, è opportuno verificare che il progetto della rete in tali condizioni assicurerebbe il massimo recupero energetico (ottimo termodinamico) per l’assegnato ΔT_{min} .

2.1.1.3 Le condizioni di massimo recupero energetico

Al fine di evidenziare che i risultati ottenuti attraverso l’utilizzo dell’approccio grafico della Pinch Technology si riferiscono a condizioni di massimo recupero energetico, si ipotizza che il riscaldatore esterno ceda una potenza termica aggiuntiva \dot{Q}_e (Figura 8) tale che si abbia:

$$\dot{Q}_{hu} = \dot{Q}_{hu,min} + \dot{Q}_e \quad (2.13)$$

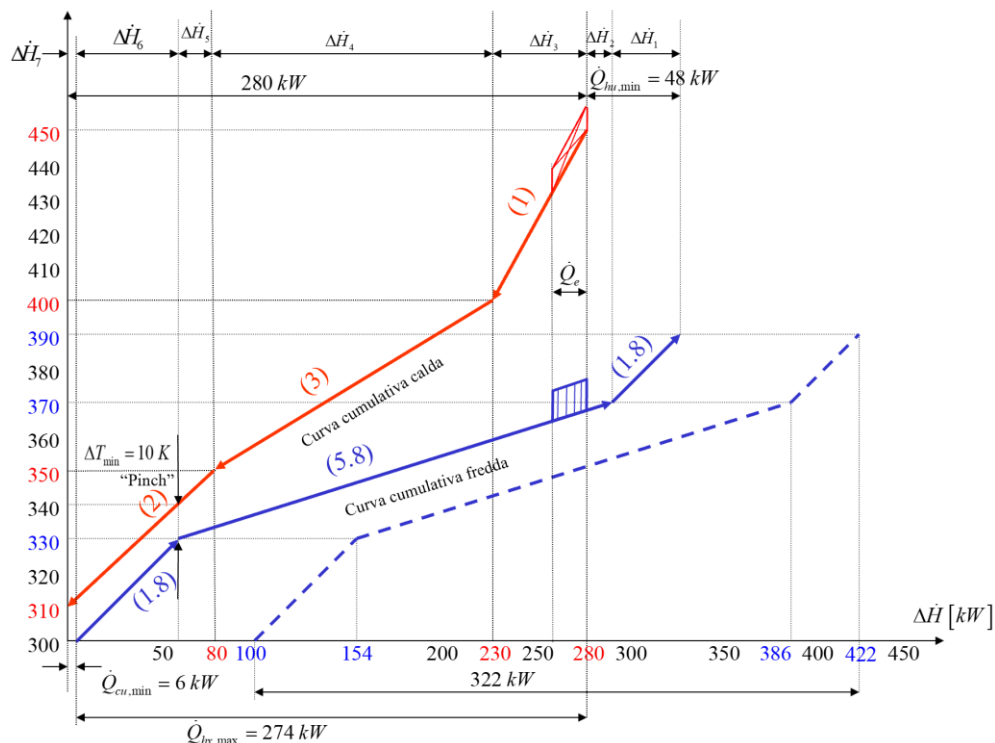


Figura 8. Cessione di potenza termica in eccesso dal riscaldatore esterno

In tal modo una porzione di fluido freddo cumulativo viene sottratta al riscaldamento offerto dal fluido caldo cumulativo il quale presenta una zona scoperta. Per coprire tale zona esistono due opzioni:

- 1) traslare la curva cumulativa dei fluidi freddi verso destra di una quantità pari a \dot{Q}_e , con conseguente aumento del raffreddamento esterno (di \dot{Q}_e) e diminuzione del recupero energetico (anch’esso di \dot{Q}_e); tale opzione non è di interesse per il ΔT_{min} fissato, in quanto si tratta di una nuova situazione caratterizzata da un maggiore valore di ΔT_{min} e, di conseguenza, minore recupero energetico e maggiori scambi di calore con i fluidi esterni;
- 2) usare un refrigeratore esterno sopra il pinch; pur se la potenza termica aggiuntiva scambiata dal riscaldatore esterno produce anche in tal caso un aumento della potenza termica scambiata dal refrigeratore esterno e una diminuzione del recupero energetico, è da rilevare che tale situazione corrisponde ad un allontanamento dalla condizione di massimo recupero energetico per l’assegnato ΔT_{min} .

È possibile evidenziare analoghe conseguenze nell'ipotesi di far scambiare al refrigeratore esterno una potenza termica aggiuntiva \dot{Q}_e tale che si abbia:

$$\dot{Q}_{cu} = \dot{Q}_{cu,min} + \dot{Q}_e \quad (2.14)$$

In tal caso una porzione di fluido caldo cumulativo viene sottratta al raffreddamento offerto dal fluido freddo cumulativo il quale presenta una zona scoperta. Per coprire tale zona esistono due opzioni:

- 1) traslare la curva cumulativa dei fluidi freddi verso destra di una quantità pari a \dot{Q}_e , con conseguente aumento del riscaldamento esterno (di \dot{Q}_e) e diminuzione del recupero energetico (anch'esso di \dot{Q}_e); tale opzione non è di interesse per il ΔT_{min} fissato, ma rappresenta soltanto una situazione con maggiore ΔT_{min} ;
- 2) usare un riscaldatore esterno sopra il pinch, con conseguente allontanamento dalla condizione di massimo recupero energetico per l'assegnato ΔT_{min} .

Al fine di caratterizzare l'entità del recupero energetico, è utile considerare una ulteriore situazione che prende il nome di *trasferimento di calore attraverso il pinch*: in presenza di trasferimento di calore da fluidi caldi sopra il pinch a fluidi freddi sotto il pinch, come evidenziato dalle due regioni tratteggiate in Figura 9, rimangono scoperte due zone, la zona A sotto il pinch che interessa i fluidi caldi e la zona B sopra il pinch relativa ai fluidi freddi. Aumentano pertanto le potenze termiche scambiate con l'esterno, nel refrigeratore e nel riscaldatore, e diminuisce la zona di sovrapposizione delle curve cumulative dei fluidi caldi e dei fluidi freddi, con riduzione del trasferimento di calore tra i fluidi di processo e allontanamento dalla condizione di massimo recupero energetico per l'assegnato ΔT_{min} .

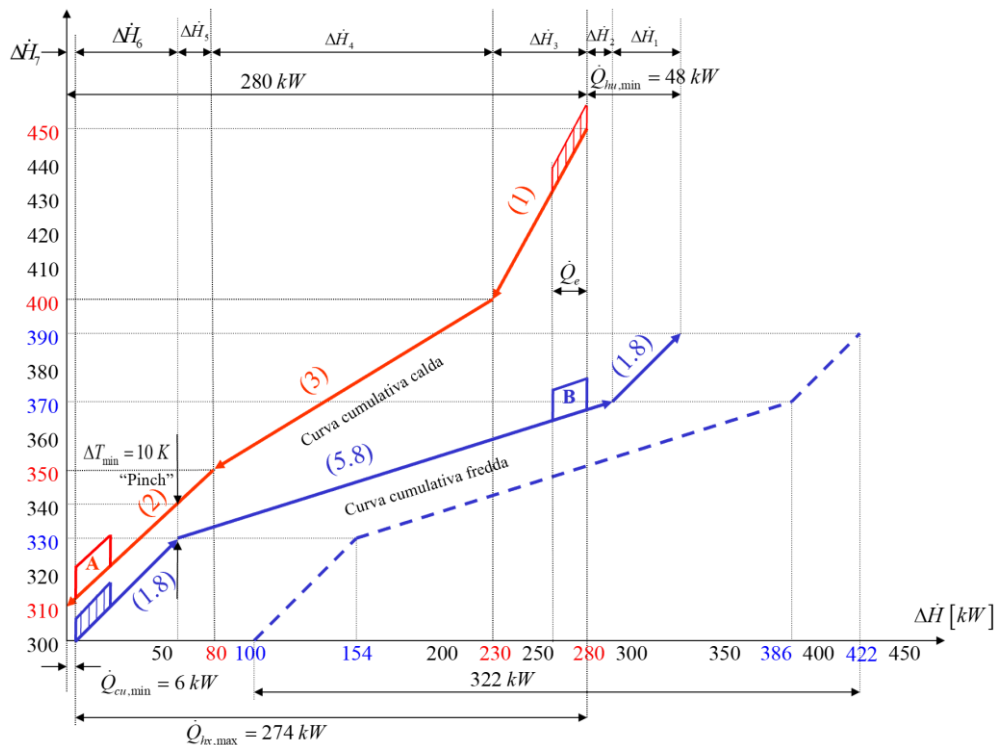


Figura 9. Trasferimento di calore attraverso il pinch

Le considerazioni su riportate consentono di individuare le tre regole fondamentali della Pinch Technology:

- 1) Non trasferire calore attraverso il pinch
- 2) Non usare riscaldatori esterni sotto il pinch
- 3) Non usare refrigeratori esterni sopra il pinch

Il rispetto di queste regole consente di operare in condizioni di massimo recupero energetico.

2.1.2 L’approccio analitico della pinch analysis

L’approccio grafico illustrato nel paragrafo precedente, in larga misura basato sull’utilizzazione del diagramma $T-\Delta\dot{H}$, è efficace per comprendere il principio ispiratore della Pinch Technology ma non è di semplice implementazione su calcolatore quando si vogliono stimare la superficie di scambio termico della rete HEN e i costi annui di gestione al variare del ΔT_{min} . È pertanto opportuno adottare il cosiddetto approccio analitico, che consente di calcolare le potenze termiche delle utenze esterne attraverso una procedura basata su un’analisi degli intervalli di temperatura.

2.1.2.1 Procedura basata sull’analisi degli intervalli di temperatura

La procedura si articola in 5 passi che possono essere così schematizzati:

- 1) Specificare un valore per ΔT_{min} al pinch, in tal caso assunto pari a 10°C .
- 2) Aggiustare le temperature tenendo conto del pinch. È possibile ad esempio diminuire le temperature di tutti i fluidi caldi di $\Delta T_{min}/2$ e aumentare le temperature di tutti i fluidi freddi di $\Delta T_{min}/2$. In termini di temperatura aggiustata, è come se la curva cumulativa dei fluidi caldi venisse traslata verso il basso e quella dei fluidi freddi verso l’alto, facendo in modo che le due curve si tocchino in corrispondenza del pinch-point.

La temperatura aggiustata T^* è pertanto pari a:

$$T^* = T \mp \frac{\Delta T_{min}}{2} = \begin{cases} T - \frac{\Delta T_{min}}{2} & \text{fluidi caldi} \\ T + \frac{\Delta T_{min}}{2} & \text{fluidi freddi} \end{cases} \quad (2.15)$$

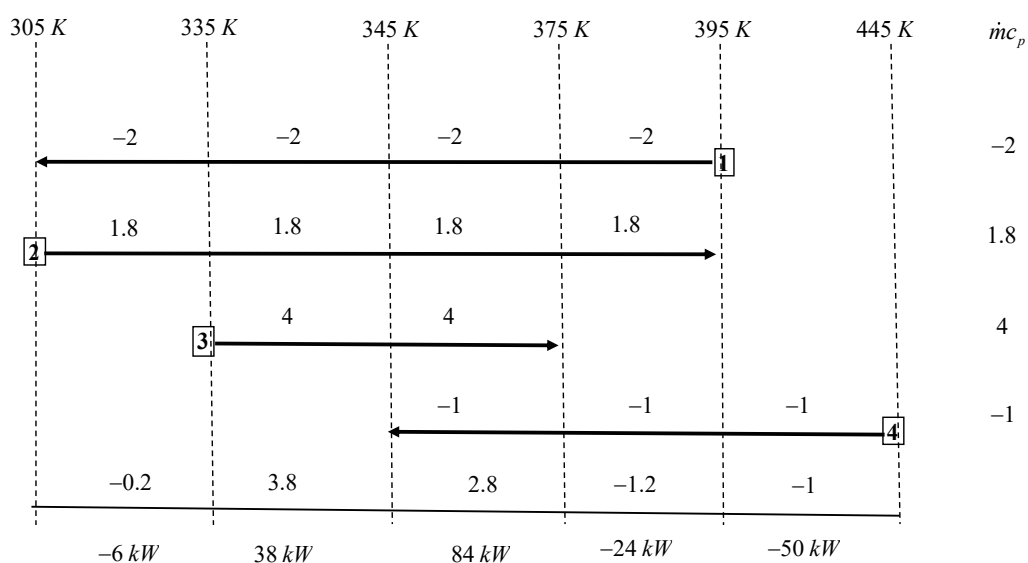


Figura 10. Fluido cumulativo globale dall’analisi degli intervalli di temperatura

È così possibile individuare tutti gli intervalli di temperatura dei fluidi caldi e dei fluidi freddi, considerando insieme tutti i fluidi e definendo una curva cumulativa globale nella quale, a parità di intervallo termico, si può operare un confronto diretto tra le capacità termiche dei fluidi freddi e dei fluidi caldi, come illustrato in Figura 10.

- 3) Calcolare la potenza termica netta trasferita in ciascun intervallo con le nuove temperature:

$$\dot{Q}_i = \left[\sum_{cold} (\dot{m}c_p)_c - \sum_{hot} (\dot{m}c_p)_h \right] \Delta T_i, \quad i = 1, \dots, 5 \quad (2.16)$$

Un valore negativo di \dot{Q}_i indica che nell'intervallo prevalgono le capacità termiche dei fluidi caldi e quindi si ha un surplus di energia disponibile dal raffreddamento dei fluidi caldi rispetto al riscaldamento di quelli freddi. Per smaltire questo surplus si può operare in due modi:

- Trasferire la potenza termica ai fluidi freddi di un intervallo a temperatura inferiore;
- Trasferire la potenza termica ad un refrigeratore esterno (solo se si è al di sotto del pinch).

Un valore positivo di \dot{Q}_i significa che nell'intervallo prevalgono le capacità termiche dei fluidi freddi e quindi si ha un deficit di energia richiesto dal riscaldamento dei fluidi freddi rispetto al raffreddamento di quelli caldi. Per colmare questo deficit si può operare in due modi:

- Trasferire la potenza termica al fluido freddo da un intervallo a temperatura superiore;
- Trasferire la potenza termica da un riscaldatore esterno (solo se si è al di sopra del pinch).

Sommando gli scambi netti di energia per ogni intervallo si ottiene la somma algebrica degli scambi di calore con i fluidi esterni:

$$\sum_{i=1}^5 \dot{Q}_i = \dot{Q}_c - |\dot{Q}_h| = 322 - 280 = 42 \text{ kW} \quad (2.17)$$

- 4) Effettuare il bilancio energetico cumulativo. In ciascun intervallo si tiene conto anche di eventuali acquisizioni di calore dagli intervalli a temperatura superiore

$$\Delta \dot{Q}_i = \sum_{j=1}^i \dot{Q}_j \quad (2.18)$$

Un valore negativo della (2.18) indica un surplus di energia e un valore positivo indica un deficit; a differenza del punto 3), riferito alla potenza termica netta nel singolo intervallo, in questo caso il surplus o deficit di energia è da intendersi in termini cumulativi, ovvero esso tiene conto anche degli intervalli a temperatura superiore. Il massimo deficit di energia nei vari intervalli rappresenta pertanto la minima potenza termica che deve fornire il riscaldatore esterno sopra il pinch. Come riportato in Tabella 3, nel cosiddetto diagramma a cascata, il bilancio energetico cumulativo evidenzia che:

$$\dot{Q}_{hu,\min} = \Delta \dot{Q}_{i,\max} = 48 \text{ kW} \quad (2.19)$$

dovendo il riscaldatore esterno sopra il pinch colmare il massimo deficit di potenza termica richiesta dai fluidi freddi che si presenta nell'intervallo di temperatura 4.

- 5) Effettuare il bilancio energetico cumulativo modificato. Esso tiene conto, oltre che degli intervalli a temperatura superiore, anche dell'apporto energetico del riscaldatore esterno

$$\Delta \dot{Q}_i^* = \Delta \dot{Q}_i - \dot{Q}_{hu,\min} \quad (2.20)$$

La (2.20) non è mai positiva in alcun intervallo in quanto, con l'utilizzazione del riscaldamento esterno, sono coperti tutti i deficit di energia. La temperatura aggiustata in corrispondenza della quale $\Delta \dot{Q}_i^*$ si annulla (335 K, Tabella 3) è detta temperatura di pinch-point (T_{pinch}^*) in quanto identifica la posizione del pinch, attraverso il quale non si ha alcun trasferimento di calore. La temperatura dei fluidi freddi al pinch (cc , cold cumulative) è:

$$T_{cc,pinch} = T_{pinch}^* - \frac{\Delta T_{\min}}{2} = 330 \text{ K} \quad (2.21)$$

mentre la temperatura dei fluidi caldi al pinch (hc , hot cumulative) è:

$$T_{hc,pinch} = T_{pinch}^* + \frac{\Delta T_{\min}}{2} = 340 \text{ K} \quad (2.22)$$

Nell'ultimo intervallo di temperatura, essendo la capacità termica dei fluidi caldi maggiore di quella dei fluidi freddi, si crea un surplus di energia che deve essere smaltito da un refrigeratore esterno sotto il pinch. Si ha allora:

$$\Delta\dot{Q}_5^* = \dot{Q}_{cu,\min} = 6 \text{ kW} \quad (2.23)$$

Tabella 3. Risultati del metodo analitico

Intervalli di temperatura	Temperatura aggiustata	\dot{Q}_i [kW]	$\Delta\dot{Q}_i$ [kW]	$\Delta\dot{Q}_i^*$ [kW]
	445			-48
1		-50		
	395		-50	-98
2		-24		
	375		-74	-122
3		84		
	345		10	-38
4		38		
	335		48	0
5		-6		
	305		42	-6

La procedura descritta, basata sull'analisi degli intervalli di temperatura aggiustata, fornisce gli stessi risultati ottenuti con l'approccio grafico, basato sull'analisi delle curve cumulative sul piano $T-\Delta\dot{H}$: essa consente infatti di identificare il pinch e calcolare i valori minimi delle potenze termiche scambiate con l'esterno. In aggiunta alla possibilità di calcolare in maniera accurata queste potenze termiche, i vantaggi dell'approccio analitico nei confronti dell'approccio grafico sono soprattutto connessi alla relativa facilità con cui può essere implementato su calcolatore e adattato a coprire casi più complessi, con calori specifici non costanti, valori di ΔT_{\min} dipendenti dai fluidi che si accoppiano, e presenza di fenomeni di cambiamento di fase per uno o più fluidi.

2.1.2.2 La curva cumulativa globale

I valori di $\Delta\dot{Q}_i^*$, derivanti dal bilancio energetico cumulativo modificato (ultima colonna di Tabella 3), possono essere utilizzati per la costruzione di una curva cumulativa globale sul piano $T^*(-\Delta\dot{Q}_i^*)$. La curva cumulativa globale mostra il surplus cumulativo per ciascuna temperatura aggiustata: avendo già considerato l'apporto del riscaldatore esterno, la curva cumulativa globale è localizzata completamente nel primo quadrante. In Figura 11 è riportata la curva cumulativa globale per i fluidi dell'esempio considerato.

Negli intervalli di temperatura con pendenza negativa della curva cumulativa globale prevalgono le capacità termiche dei fluidi caldi rispetto a quelle dei fluidi freddi, con conseguente incremento del surplus di energia, mentre negli intervalli di temperatura con pendenza positiva prevalgono le capacità termiche dei fluidi freddi rispetto a quelle dei fluidi caldi, con conseguente diminuzione del surplus di energia.

La curva cumulativa globale fornisce utili indicazioni su qualità e tipo delle utenze esterne richieste. A titolo di esempio, poiché le richieste di riscaldamento nella zona ad alta temperatura (area tratteggiata di figura) possono essere coperte internamente attraverso il raffreddamento dei fluidi caldi, i riscaldatori esterni non devono fornire calore al più elevato livello di temperatura (450 K), ma ad un livello di temperatura inferiore. Per soddisfare la specifica di $\Delta T_{\min}=10^\circ\text{C}$, è sufficiente che il riscaldatore fornisca calore ad una temperatura di poco superiore a 350 K, tenendo presente che sull'asse delle ordinate di Figura 11 è riportata la temperatura aggiustata. Questo minimo livello di temperatura al quale può essere fornito il

calore determina la qualità dell'utenza esterna richiesta. In relazione alla tipologia dell'utenza esterna, indicazioni possono essere fornite dalla pendenza della curva cumulativa globale nella zona in cui è richiesto un riscaldamento esterno. Se la pendenza è modesta è da preferire l'impiego di una utenza esterna caratterizzata da una pendenza relativamente piccola della curva $T-\Delta\dot{H}$ (ad esempio, vapore che sta condensando). Al contrario, se la pendenza della curva cumulativa globale nella zona che richiede un riscaldamento esterno è marcata, i gas combusti da un processo di combustione o dallo scarico di un impianto motore termico (se disponibile) possono realizzare un miglior accoppiamento tra le curve di scambio termico.

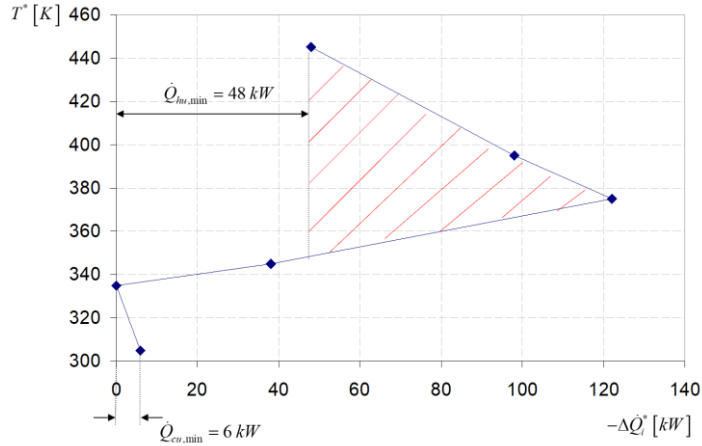


Figura 11. Curva cumulativa globale

2.1.2.3 Stima della superficie di scambio termico richiesta

La superficie di scambio termico complessivamente richiesta per l'intera rete di scambiatori (A_{HEN}) può essere stimata, per un valore specificato di ΔT_{min} , prima che venga effettuato il progetto della rete. Ciò può essere fatto nell'ipotesi che il trasferimento di calore tra i fluidi (di processo ed esterni) venga effettuato in scambiatori di calore in controcorrente, ovvero in modo ottimale sul profilo termodinamico, senza considerazioni circa il numero di scambiatori. Le curve cumulative dei fluidi caldi e dei fluidi freddi sono divise in intervalli di entalpia, come mostrato in Figura 12 ($\Delta\dot{H}_j$ con $j=1, \dots, 7$). All'interno di ciascun intervallo (pedice j) c'è una potenza termica, $\dot{Q}_j = \Delta\dot{H}_j$, scambiata tra le curve cumulative dei fluidi caldi e freddi. Per il generico intervallo di entalpia, nel caso di un unico fluido caldo e un unico fluido freddo, si ha:

$$\dot{Q}_j = U_j A_j \Delta T_{mL_j} \quad (2.24)$$

con

$$U_j = \frac{1}{\frac{1}{h_{in}} + \frac{1}{h_{out}}} \quad \Delta T_{mL_j} = \frac{\Delta T_{max_j} - \Delta T_{min_j}}{\ln \frac{\Delta T_{max_j}}{\Delta T_{min_j}}} \quad (2.25)$$

avendo trascurato, nell'eq.2.25, lo scambio termico per conduzione attraverso le pareti dello scambiatore, che in genere risulta di almeno un ordine di grandezza inferiore rispetto agli scambi termici convettivi dei due fluidi.

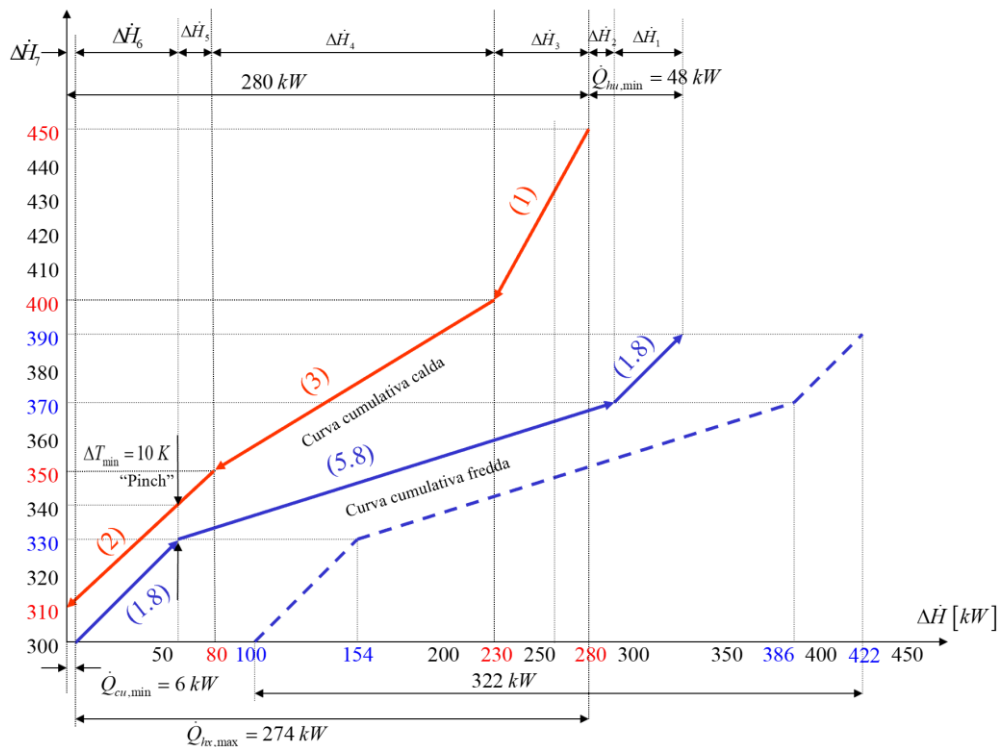


Figura 12. Curve cumulative dei fluidi caldi e freddi con individuazione dei singoli intervalli entalpici

Dalla (2.24) si ricava:

$$A_j = \frac{\dot{Q}_j}{\Delta T_{mL_j}} \left(\frac{1}{h_{in}} + \frac{1}{h_{out}} \right) \quad (2.26)$$

e considerando tutti gli intervalli di entalpia:

$$A_{HEN} = \sum_j A_j = \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{\Delta T_{mL_j}} \left(\frac{1}{h_{in}} + \frac{1}{h_{out}} \right)_j \quad (2.27)$$

Generalizzando la (2.27) al caso di più di due fluidi in ciascun intervallo (curve cumulative) si ha:

$$A_{HEN} = \sum_j \frac{1}{\Delta T_{mL_j}} \left(\sum_i^{hot} \frac{\dot{Q}_{ji}}{h_i} + \sum_k^{cold} \frac{\dot{Q}_{jk}}{h_k} \right) \quad (2.28)$$

Nella (2.28) la differenza di temperatura media logaritmica è definita per ogni intervallo j , h_i e h_k sono i coefficienti convettivi di scambio termico rispettivamente del fluido caldo i e del fluido freddo k , \dot{Q}_{ji} è la potenza termica trasferita dal fluido caldo i nell'intervallo di entalpia j , \dot{Q}_{jk} è la potenza termica acquisita dal fluido freddo k nell'intervallo di entalpia j . La (2.28) è una generalizzazione della (2.27) e ad essa si riconduce qualora si abbiano soltanto un fluido caldo e un fluido freddo in ciascun intervallo, essendo in tal caso $\dot{Q}_{ji} = \dot{Q}_{jk}$.

Quella appena descritta è evidentemente una procedura approssimata: essa fornisce, tuttavia, una stima ragionevole della superficie totale richiesta per una rete HEN senza prima progettare la rete stessa. Le relazioni introdotte possono risultare di particolare efficacia durante il progetto preliminare, quando sono richieste stime rapide del costo di capitale associato alla rete HEN, per giungere a stimare il ΔT_{min} ottimale che assicura i minimi costi annui di gestione.

Per calcolare le singole porzioni di superficie relative agli intervalli entalpici si considera la Figura (12) e si seguono le vicissitudini del singolo fluido a prescindere dall'accoppiamento dei fluidi. Sono assegnati i coefficienti convettivi di scambio termico per i fluidi di processo:

$$h_1 = 500 \text{ W / m}^2\text{K} \quad h_2 = 750 \text{ W / m}^2\text{K} \quad h_3 = 600 \text{ W / m}^2\text{K} \quad h_4 = 800 \text{ W / m}^2\text{K} \quad (2.29)$$

e per i fluidi esterni:

$$h_{hu} = 5000 \text{ W / m}^2\text{K} \quad h_{cu} = 850 \text{ W / m}^2\text{K} \quad (2.30)$$

ipotizzando che il riscaldamento esterno venga effettuato mediante vapore in passaggio di stato alla temperatura T_{hu} costante di 500 K (in realtà il vapore potrebbe essere anche a temperatura inferiore, come evidenziato dalla curva cumulativa globale), mentre il raffreddamento esterno venga effettuato con acqua alla temperatura ambiente di 298 K (assunta costante supponendo che la portata massica, ovvero la capacità termica, sia relativamente elevata).

Per ciascun intervallo di entalpia, al fine di poter utilizzare la relazione (2.28) per la stima di A_{HEN} , occorre determinare la potenza termica scambiata da ciascun fluido (\dot{Q}_{ji} e \dot{Q}_{jk}) e la differenza di temperatura media logaritmica (ΔT_{ml}). A titolo esemplificativo, si riporta il calcolo delle grandezze caratteristiche per l'intervallo di entalpia 4, che interessa tutti i fluidi di processo (due caldi e due freddi). Per calcolare le potenze termiche scambiate da ciascun fluido e la differenza di temperatura media logaritmica occorre conoscere le temperature all'estremità dell'intervallo di entalpia. Come illustrato in Figura 13, le temperature di ingresso e uscita dei fluidi caldi sono note, mentre la temperatura di uscita dei fluidi freddi deriva dal bilancio energetico effettuato nel precedente intervallo di entalpia (359.31 K).

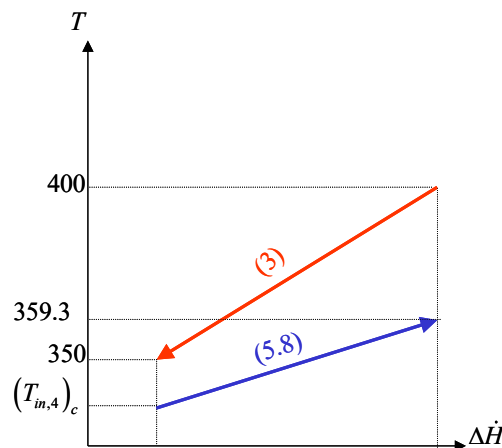


Figura 13. Scambio termico tra i fluidi cumulativi (caldo/freddo) nell'intervallo entalpico 4

La potenza termica ceduta dal fluido caldo cumulativo nell'intervallo, pari a:

$$\Delta \dot{H}_4 = 3 \cdot (400 - 350) = 150 \text{ kW} \quad (2.31)$$

produce un incremento di temperatura del fluido freddo cumulativo pari a:

$$(\Delta T_4)_c = \frac{150}{5.8} \approx 25.86 \text{ K} \quad (2.32)$$

È possibile pertanto calcolare la temperatura di ingresso del fluido freddo cumulativo nell'intervallo:

$$(T_{in,4})_c = 359.3 - 25.86 = 333.44 \text{ K} \quad (2.33)$$

e la differenza di temperatura media logaritmica:

$$\Delta T_{mL_4} = 26.87 \text{ K} \quad (2.34)$$

Le potenze termiche cedute nell'intervallo dai due fluidi caldi sono:

$$\dot{Q}_{41} = 2 \cdot 50 = 100 \text{ kW} \quad \dot{Q}_{44} = 1 \cdot 50 = 50 \text{ kW} \quad (2.35)$$

mentre le potenze termiche acquisite nell'intervallo dai due fluidi freddi sono:

$$\dot{Q}_{42} = 1.8 \cdot 25.86 = 46.55 \text{ kW} \quad \dot{Q}_{43} = 4 \cdot 25.86 = 103.45 \text{ kW} \quad (2.36)$$

La potenza termica complessiva scambiata nell'intervallo tra i fluidi di processo è:

$$\Delta \dot{H}_4 = \dot{Q}_{41} + \dot{Q}_{42} = \dot{Q}_{43} + \dot{Q}_{44} = 150 \text{ kW} \quad (2.37)$$

Procedendo in modo analogo per tutti gli intervalli di entalpia, è possibile ottenere i risultati sintetizzati in Tabella 4.

Tabella 4. Tabella sinottica per il calcolo della superficie di scambio termico

INTERVALLO ENTALPICO j	$\Delta \dot{H}_j$ [kW]	INTERVALLI DI TEMPERATURA [K]		ΔT_{mL} [K]	POTENZE TERMICHE							
		LATO CALDO	LATO FREDDO		FLUIDI DI PROCESSO				FLUIDI ESTERNI			
					1	2	3	4	hu	cu		
1	36	500-500	370-390	119.70		36.0					36	
2	12	500-500	367,9-370	131.00		3.7	8.3				12	
3	50	450-400	359,3-367,9	59.00		15.5	34.5	50.0				
4	150	400-350	333,4-359,3	26.80	100.0	46.5	103.5	50.0				
5	20	350-340	330-333,4	13.00	20.0	6.2	13.8					
6	54	340-313	300-330	11.40	54.0	54.0						
7	6	313-310	298-298	13.40	6.0							6

Dai valori riportati nelle ultime due colonne di Tabella 4 emerge che negli intervalli di entalpia centrale (dal 3 al 6) il bilancio energetico si chiude considerando unicamente gli scambi di calore tra fluidi di processo, mentre negli intervalli 1 e 2 è richiesto l'apporto di riscaldamenti esterni e nell'intervallo 7 quello di raffreddamenti esterni. I valori riportati in Tabella 4, attraverso l'utilizzo della relazione (2.28), consentono di stimare la superficie di scambio termico complessivamente richiesta dalla rete:

$$A_{HEN} = \frac{1}{119.7} \left(\frac{36}{750} + \frac{36}{5000} \right) + \dots + \frac{1}{26.8} \left(\frac{100}{500} + \frac{46.5}{750} + \frac{103.5}{600} + \frac{50}{800} \right) + \dots = 43.8 \text{ m}^2 \quad (2.38)$$

La procedura illustrata consente, quindi, di:

- calcolare le potenze termiche minime richieste per riscaldamenti e raffreddamenti esterni;
- stimare la superficie di scambio termico complessivamente richiesta dalla rete HEN.

Queste valutazioni sono possibili senza definire uno schema di layout per la rete, e sono perciò molto utili per il confronto preliminare tra differenti opzioni.

Nel progetto di una rete HEN, il numero minimo di scambiatori di calore richiesti $N_{hx,min}$, che include il numero di scambiatori di calore che realizzano un riscaldamento esterno o un raffreddamento esterno, può essere calcolato attraverso la relazione semiempirica proposta da Linnhoff [7]:

$$N_{hx,min} = N_h + N_c + N_{hu} + N_{cu} - 1 \quad (2.39)$$

dove:

N_h, N_c : numero dei fluidi caldi e fluidi freddi

N_{hu}, N_{cu} : numero di utenze esterne calde e fredde

Nell'esempio considerato, il numero minimo di scambiatori è:

$$N_{hx,min} = 2 + 2 + 1 + 1 - 1 = 5 \quad (2.40)$$

Se si considera una rete con massimo recupero energetico, il numero di scambiatori richiesti può essere maggiore di tale valore minimo; esso costituisce certamente il valore limite superiore per il numero di scambiatori di calore richiesti. È pertanto conveniente sviluppare inizialmente una rete HEN caratterizzata da massimo recupero energetico per uno specificato ΔT_{min} al pinch e quindi modificare il progetto HEN, se necessario, al fine di aumentare la sua efficacia in termini di costi.

In generale, pertanto, si possono individuare due fasi del progetto:

- 1) Progetto in condizioni di massimo recupero energetico (MER design). Per un valore specificato di ΔT_{min} , viene effettuato il progetto ottimale, sul piano termodinamico, della rete di scambio termico in modo che rispetti le risultanze della Pinch Technology (ottimo termodinamico).
- 2) Progetto in condizioni di costo ottimale (Cost OPTimal – COPT – design). La rete progettata in condizioni di massimo recupero energetico viene modificata, se necessario, al fine di minimizzare i costi annui di gestione (ottimo economico), intesi come somma dei costi di capitale e dei costi di energia.

Prima di sviluppare le due differenti fasi del progetto della rete HEN, è possibile stimare il ΔT_{min} ottimale, ovvero quello che rende minimi i costi annui di gestione.

2.1.2.4 Stima del valore ΔT_{min} ottimale

Il valore ottimale del ΔT_{min} può essere valutato attraverso la stima dei costi di capitale associati agli scambiatori di calore richiesti e dei costi di energia associati all'utilizzo di fluidi esterni necessari per completare riscaldamenti e raffreddamenti dei fluidi di processo.

Per il singolo scambiatore di calore, il costo può essere stimato attraverso la correlazione:

$$C_{hx} = a + b \cdot A_{hx}^c \quad (2.41)$$

in cui A_{hx} è la superficie di scambio, a e b sono due coefficienti dipendenti soprattutto da tipologia scambiatore e materiali utilizzati, l'esponente c tiene conto dell'effetto scala. I coefficienti a e b e l'esponente c , assunti in questa fase preliminare pari a 12500, 1000 e 0.8 rispettivamente, saranno resi più rispondenti al contesto e al mercato italiano, grazie alle risultanze relative agli incontri svolti in collaborazione con ENEA e aziende fornitrici e utilizzatrici (ove possibile) che fanno parte del mercato delle tecnologie di recupero di calore industriale a bassa temperatura.

Per i costi di energia, si possono considerare valori specifici, in m€/MJ, per la disponibilità di fluidi esterni per il riscaldamento ($C_{u,hu}$) o il raffreddamento ($C_{u,cu}$) dei fluidi di processo e un coefficiente di utilizzazione della rete HEN, ovvero un numero di ore equivalenti di funzionamento (h_{eq}). I costi specifici $C_{u,hu}$ e $C_{u,cu}$ e le ore equivalenti h_{eq} , assunti in questa fase preliminare pari a 2.4 e 1.2 m€/MJ e 7000 h/a rispettivamente, saranno resi più rispondenti al contesto industriale specifico quando la metodologia sviluppata sarà applicata a specifici casi di studio reali identificati in collaborazione con ENEA.

In Figura 14, a titolo esemplificativo, è riportato l'andamento dei costi di gestione al variare del ΔT_{min} per l'esempio considerato. È possibile osservare come i costi annui di gestione aumentino in modo significativo per ΔT_{min} superiore a 10°C, mentre il più basso valore di ΔT_{min} realizzabile è pari a 7°C in quanto esso consente di annullare la potenza termica da scambiare con il refrigeratore esterno.

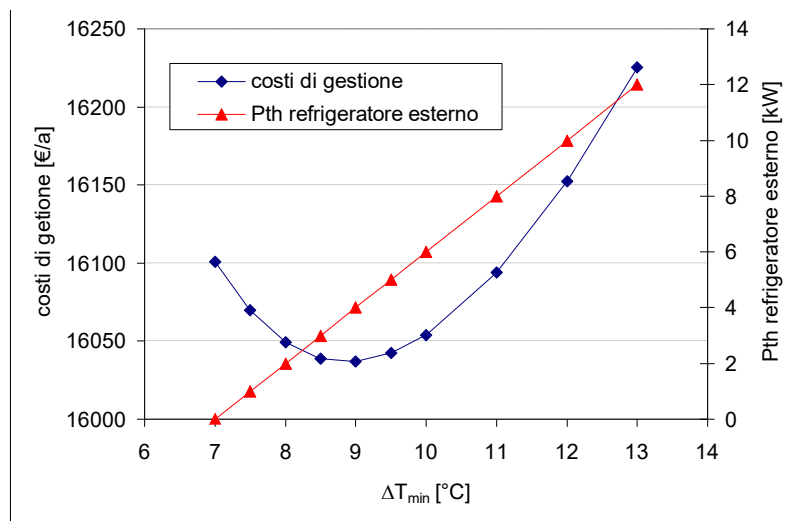


Figura 14. Costi annui di gestione al variare del ΔT_{min}

2.2 Progetto della rete HEN in condizioni di massimo recupero energetico (MER design, ottimo termodinamico)

La procedura per il progetto della rete HEN in condizioni di massimo recupero energetico, a titolo esemplificativo, sarà illustrata per il caso considerato e saranno introdotte alcune linee generali per il progetto di reti HEN complesse. Tale procedura si basa su tre regole fondamentali:

- 1) Non trasferire calore attraverso il pinch
- 2) Non raffreddare i fluidi caldi sopra il pinch con un raffreddatore esterno
- 3) Non riscaldare i fluidi freddi sotto il pinch con un riscaldatore esterno

Per assicurare il rispetto della prima regola, il progetto viene solitamente distinto in due parti:

- a) Progetto della rete HEN sotto il pinch
- b) Progetto della rete HEN sopra il pinch

In entrambi i casi, il progetto ha inizio in corrispondenza del pinch e se ne allontana; questo approccio assicura che non ci sia trasferimento di calore attraverso il pinch. L'accoppiamento dei fluidi di processo sotto il pinch e sopra il pinch è basato sui relativi livelli di temperatura e sulle potenze termiche scambiate. Per migliorare questo accoppiamento e ridurre il numero di iterazioni richieste nella successiva fase che mira ad ottenere il progetto HEN ottimo sul piano del costo, sono state proposte numerose regole in grado di guidare lo sviluppo di una rete HEN con massimo recupero energetico, insieme con una metodologia per la loro applicazione [6]. Tali regole, basate in maniera esplicita su considerazioni exergetiche o, in alcuni casi, su considerazioni euristiche, sono di seguito illustrate.

- a) *Non usare un riscaldatore esterno sotto il pinch o un raffreddatore esterno sopra il pinch.* Per evitare di allontanarsi dalle condizioni di massimo recupero energetico, una volta evitato il trasferimento di calore attraverso il pinch, sono da rispettare le altre due regole fondamentali della Pinch Technology.
- b) *Evitare l'uso di differenze di temperatura eccessivamente grandi o piccole.* Nel primo caso si limitano le opportunità di recupero energetico (elevati costi di energia), nel secondo caso sono eccessive le superfici di scambio termico richieste (elevati costi di capitale).
- c) *Minimizzare il miscelamento di fluidi con differenze significative di temperatura, pressione o composizione chimica.* Si limitano in tal modo le irreversibilità connesse con il processo di miscelamento.

- d) *Minimizzare l'uso di fluidi intermedi* nello scambio di calore tra due fluidi. Si limitano in tal modo le irreversibilità associate allo scambio di calore in presenza di differenze di temperatura.
- e) *Cercare di accoppiare fluidi per i quali la temperatura finale di uno è prossima alla temperatura iniziale dell'altro*. In tal modo, trattandosi di scambio di calore in controcorrente, la differenza di temperatura è limitata almeno da un lato dello scambiatore di calore.
- f) *Cercare di accoppiare fluidi con capacità termiche simili*. In tal modo, la differenza di temperatura si può mantenere limitata lungo tutto lo scambiatore. Se c'è una significativa differenza tra le capacità termiche dei fluidi caldi e freddi, prendere in considerazione la possibilità di ripartire il fluido con la capacità termica più elevata.
- g) *Massimizzare il carico degli scambiatori di calore*.
- h) Assicurare che la minima differenza di temperatura in tutti gli scambiatori sia uguale o maggiore del ΔT_{min} specificato al pinch-point. Questa condizione è rispettata quando le relazioni di seguito riportate sono soddisfatte in corrispondenza del pinch dai fluidi lì presenti.

Sotto il pinch

Il numero di fluidi caldi deve essere almeno uguale al numero di fluidi freddi:

$$(N_h)_{pinch} \geq (N_c)_{pinch} \quad (2.42)$$

Il rispetto della relazione (2.42) assicura che, in corrispondenza del pinch, per ciascun fluido freddo ci sia almeno un fluido caldo con il quale accoppiarlo, evitando così l'uso di un riscaldatore esterno sotto il pinch. Qualora la (2.42) non sia rispettata, sarà necessario ripartire almeno un fluido caldo in modo da aumentarne il numero in corrispondenza del pinch e soddisfare la relazione (2.42).

$$(\dot{m}c_p)_h \geq (\dot{m}c_p)_c \quad (2.43)$$

Il rispetto della relazione (2.43), che va applicata a tutte le possibili coppie di fluidi (freddo/caldo) che giungono al pinch, assicura che il ΔT_{min} si abbia lato caldo e quindi lato pinch. Qualora la (2.43) non sia rispettata, una volta esaminati tutti i possibili accoppiamenti tra fluidi, sarà necessario ripartire un fluido freddo in modo da consentirne il riscaldamento attraverso un fluido caldo di processo.

Sopra il pinch

Il numero di fluidi freddi deve essere almeno uguale al numero di fluidi caldi:

$$(N_h)_{pinch} \leq (N_c)_{pinch} \quad (2.44)$$

Il rispetto della relazione (2.44) assicura che, in corrispondenza del pinch, per ciascun fluido caldo ci sia almeno un fluido freddo con il quale accoppiarlo, evitando così l'uso di un raffreddatore esterno sopra il pinch. Qualora la (2.44) non sia rispettata, sarà necessario ripartire almeno un fluido freddo in modo da aumentarne il numero in corrispondenza del pinch e soddisfare la relazione (2.44).

$$(\dot{m}c_p)_h \leq (\dot{m}c_p)_c \quad (2.45)$$

Il rispetto della relazione (2.45), che va applicata a tutte le possibili coppie di fluidi (freddo/caldo) che giungono al pinch, assicura che il ΔT_{min} si abbia lato freddo e quindi lato pinch. Qualora la (2.45) non sia rispettata, una volta esaminati tutti i possibili accoppiamenti tra fluidi, sarà necessario ripartire un fluido caldo in modo da consentirne il raffreddamento attraverso un fluido freddo di processo.

- i) Considerare *fattori addizionali* che sono specifici del caso in esame (ad esempio, le distanze tra i fluidi nel sistema reale, la compatibilità tra le sostanze nelle correnti da accoppiare, l'uso di apparecchiature esistenti, il controllo della rete HEN, ...)

2.2.1 Costruzione del diagramma dei flussi di energia

Ancora con riferimento all'esempio considerato (Tabella 1), è possibile sviluppare il progetto in condizioni di massimo recupero energetico per il sistema costituito da due fluidi caldi e due fluidi freddi. Per effettuare il progetto della rete HEN in due fasi, sotto e sopra il pinch, è utile procedere alla costruzione del diagramma dei flussi di energia, come illustrato in Figura 15. I fluidi sono rappresentati come linee orizzontali disegnate tra i rispettivi limiti di temperatura e interrotte da linee verticali che rappresentano il pinch-point. Le temperature dei fluidi al pinch sono, nel caso esaminato, di 340 K per i fluidi caldi e 330 K per i fluidi freddi. Si può notare che il fluido 4 non è rappresentato sotto il pinch in quanto la sua temperatura finale è 350 K. Per il fluido 3, invece, si può osservare che la sua temperatura iniziale coincide con la temperatura al pinch dei fluidi freddi (330 K).

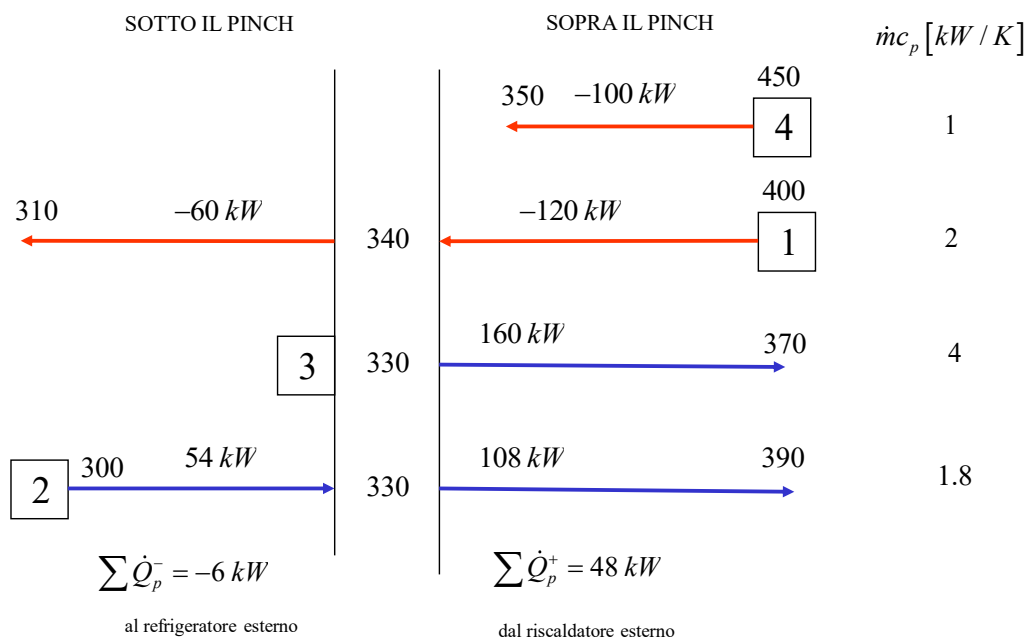


Figura 15. Diagramma dei flussi di energia sotto e sopra il pinch (il numero nei riquadri indica l'i-esimo fluido)

Su ciascuna linea, nella rappresentazione di Figura 15, è riportata la potenza termica da scambiare tra i livelli estremi di temperatura. La procedura di progetto consisterà nel collegare i fluidi caldi e i fluidi freddi attraverso scambiatori di calore.

La regola a) richiede che:

- i fluidi caldi al di sopra del pinch siano raffreddati soltanto attraverso scambi di calore con i fluidi freddi (\Rightarrow non c'è raffreddamento esterno sopra il pinch);
- il fluido freddo 2 presente sotto il pinch sia riscaldato soltanto attraverso scambi di calore con i fluidi caldi (\Rightarrow non c'è riscaldamento esterno sotto il pinch).

2.2.2 Progetto sotto il pinch

Vi sono solo due fluidi, uno caldo (1) e uno freddo (2). Pertanto

$$(N_h)_{pinch} \geq (N_c)_{pinch} \Rightarrow 1 = 1 \Rightarrow \text{verifica ok}$$

$$(\dot{m}c_p)_2 \geq (\dot{m}c_p)_1 \Rightarrow 2.0 > 1.8 \Rightarrow \text{verifica ok}$$

Essendo le potenze termiche scambiabili di [-60 kW] per il fluido caldo 1 e [54 kW] per il fluido freddo 2, il carico dello scambiatore di calore $hx-I$ tra i fluidi 1 e 2 è $\dot{Q}_{hx-I}=54$ kW e la potenza termica ceduta dal fluido caldo 1 nel refrigeratore esterno è $\dot{Q}_{cu}=6$ kW. Come riportato in Figura 16, che illustra il progetto della rete sotto il pinch, il fluido caldo 1 si raffredda fino alla temperatura di 313 K nello scambiatore $hx-I$ e completa il suo raffreddamento nel refrigeratore esterno, non essendo disponibile sotto il pinch un altro fluido freddo.

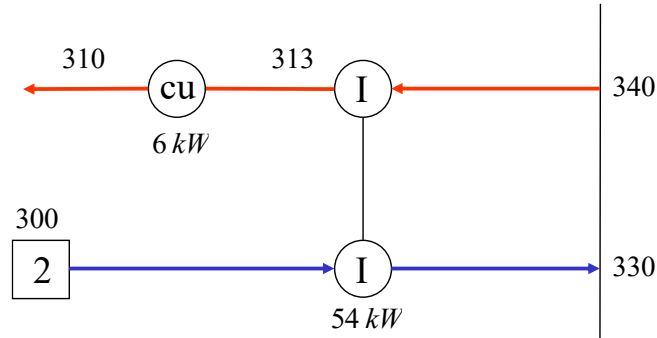


Figura 16. Sintesi della rete HEN sotto il pinch (il numero romano all'interno dei cerchi indica l'i-esimo scambiatore di calore e collega i due fluidi che lo attraversano)

2.2.3 Progetto sopra il pinch

In corrispondenza del pinch vi sono due fluidi freddi e un fluido caldo, in quanto il fluido caldo 4 non arriva al pinch. Pertanto:

$$(N_h)_{pinch} \leq (N_c)_{pinch} \Rightarrow 1 < 2 \Rightarrow \text{verifica ok}$$

$$(\dot{m}c_p)_h \leq (\dot{m}c_p)_c \Rightarrow (\dot{m}c_p)_1 = 2 \leq \begin{cases} (\dot{m}c_p)_3 = 4 \\ (\dot{m}c_p)_2 = 1.8 \end{cases} \Rightarrow \text{accoppiamento fluidi (1,3)}$$

Il rispetto della regola h), che assicura che il ΔT_{min} si abbia lato pinch, impone che l'accoppiamento sia effettuato nello scambiatore $hx-II$ tra il fluido caldo 1 e il fluido freddo 3. Dai dati riportati nel diagramma dei flussi di energia (Figura 15), emerge che il carico dello scambiatore di calore $hx-II$ è $\dot{Q}_{hx-II}=120$ kW, mentre il fluido freddo 3 richiede ulteriori 40 kW per raggiungere la temperatura di progetto (370 K).

È opportuno esaminare i possibili accoppiamenti per l'altro fluido freddo (2) che giunge al pinch. Esso potrà ricevere calore soltanto dal fluido caldo 4. Il carico dello scambiatore di calore $hx-III$ è $\dot{Q}_{hx-III}=100$ kW, mentre il fluido freddo 2 richiede ulteriori 8 kW per raggiungere la temperatura di progetto (390 K). Avendo saturato completamente le potenze termiche scambiate dai fluidi caldi sopra il pinch con trasferimenti a fluidi freddi di processo, gli ulteriori riscaldamenti richiesti sopra il pinch devono essere assicurati da riscaldatori esterni. Come riportato in Figura 17, che illustra il progetto della rete sopra il pinch, il fluido freddo 3 riceve 40 kW nel riscaldatore esterno $hu-a$ e il fluido freddo 2 riceve 8 kW nel riscaldatore esterno $hu-b$.

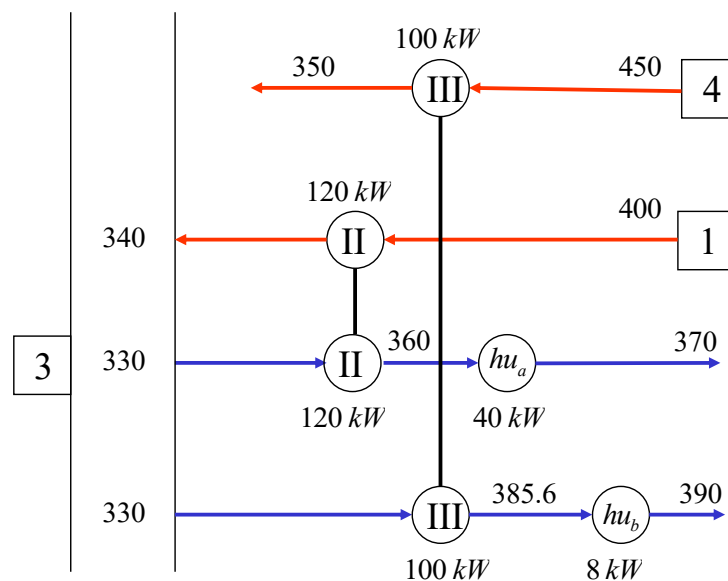


Figura 17. Sintesi della rete HEN sopra il pinch

2.3 Progetto della rete HEN in condizioni di minimo costo annuo di gestione (COPT design, ottimo economico)

Il progetto della rete sotto e sopra il pinch ha consentito di individuare il numero di scambiatori di calore da utilizzare e stabilire gli accoppiamenti da realizzare tra fluidi di processo (caldi/freddi) e con fluidi esterni (riscaldamenti/raffreddamenti). In Figura 18 è riportata la sintesi della rete che soddisfa le risultanze della Pinch Technology: si tratta pertanto della rete progettata in condizioni di ottimo termodinamico, in grado di realizzare il massimo recupero energetico. Esso solitamente porta alla presenza di cicli attraverso il pinch, che stanno ad indicare connessioni multiple tra i fluidi che si sono rese necessarie per prevenire scambi di calore attraverso il pinch.

Per individuare la presenza di eventuali cicli attraverso il pinch è possibile muoversi su tre tipi di linee:

- le linee orizzontali rappresentative dei fluidi di processo
- le linee verticali indicative di scambiatori di calore tra fluidi di processo
- le linee verticali tra più riscaldatori o refrigeratori esterni, indicative degli scambi di calore con fluidi esterni.

In Figura 18 è possibile individuare la presenza di un ciclo attraverso il pinch (linea tratteggiata), in quanto è possibile partire dallo scambiatore di calore $hx-l$ e, muovendosi attraverso le linee prima specificate, ritornare allo scambiatore stesso dopo aver attraversato il pinch. Qualora sia individuato un ciclo attraverso il pinch esistono i margini per ridurre il numero degli scambiatori di calore: è necessario interrompere il ciclo che compare nel progetto MER attraverso la rimozione dello scambiatore di calore con il minor carico nel percorso, consentendo così che ci sia un trasferimento di calore attraverso il pinch. Questo comporterà un minor recupero energetico, con aumento degli scambi di calore con l'esterno, a fronte di una riduzione dei costi di capitale associati agli scambiatori di calore.

In presenza di più cicli attraverso il pinch, si prende innanzitutto in esame il ciclo che ha lo scambiatore con il minor carico, si elimina tale scambiatore, si effettua un riassetamento della rete e si riesaminano successivamente gli ulteriori cicli presenti.

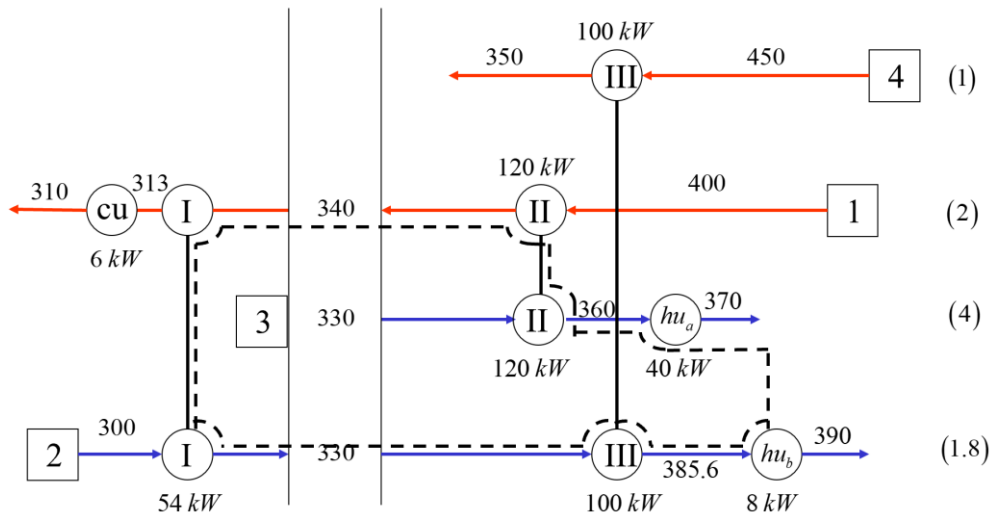


Figura 18. Progetto della rete in condizioni di ottimo termodinamico (MER design)

2.3.1 Rilassamento energetico della rete HEN

Nel caso in esame, la procedura di riassetto della rete, che porta ad un rilassamento energetico della rete stessa, può essere schematizzata nei seguenti passi:

- si elimina il riscaldatore esterno $hu-b$ da 8 kW, lo scambiatore a minor carico del ciclo
- per rispettare le specifiche di progetto, il fluido freddo 2 deve ricevere ulteriori 8 kW nello scambiatore $hx-I$ (è da notare che l'altro scambiatore che interviene sul fluido freddo 2, $hx-III$, non può fornire questa ulteriore potenza termica in quanto non appartiene al ciclo, coinvolgendo il fluido caldo 4)
- la temperatura di uscita del fluido freddo 2 dallo scambiatore $hx-I$ è $(T_{u,2})_I = 300 + 62/1.8 = 334.4$ K
- per conservare $\Delta T_{min}=10^\circ\text{C}$, nello scambiatore $hx-I$ si ha $(T_{i,1})_I = 344.4$ K \rightarrow $(T_{u,1})_I = 344.4 - 62/2 = 313.4$ K
- il refrigeratore esterno deve scambiare $\dot{Q}_{cu} = (313.4 - 310) \times 2 = 6.8$ kW
- lo scambiatore di calore $hx-II$ scambia una minore potenza termica $\dot{Q}_{II} = (400 - 344.4) \times 2 = 111.2$ kW
- la temperatura di uscita del fluido freddo 3 dallo scambiatore $hx-II$ è $(T_{u,3})_{II} = 330 + 11.2/4 = 357.8$ K
- il riscaldatore esterno deve scambiare $\dot{Q}_{hu} = (370 - 357.8) \times 4 = 48.8$ kW

La rete così ottenuta è illustrata in Figura 19. È evidente che essa non opera più in condizioni di massimo recupero energetico poiché:

- la potenza termica assorbita dal refrigeratore esterno è aumentata ($\dot{Q}_{cu} = 6.8$ kW)
- lo scambio di calore tra i fluidi di processo è diminuito ($\dot{Q}_{hx} = 273.2$ kW)
- la potenza termica ceduta dall'unico riscaldatore esterno è aumentata ($\dot{Q}_{hu} = 48.8$ kW)

È pertanto presente un modesto trasferimento di calore attraverso il pinch (0.8 kW), che è possibile mettere in evidenza rappresentando la rete come illustrato in Figura 20. Si riporta nuovamente il pinch e si suddivide lo scambiatore $hx-I$, all'interno del quale cade il pinch, in due scambiatori fittizi che realizzano gli scambi di calore sotto e sopra il pinch. Dai bilanci energetici emerge che il rilassamento energetico della rete comporta un trasferimento di calore attraverso il pinch di 0.8 kW (dai fluidi caldi sopra il pinch ai fluidi freddi sotto il pinch) con conseguente diminuzione di \dot{Q}_{hx} e aumento di \dot{Q}_{hu} e \dot{Q}_{cu} .

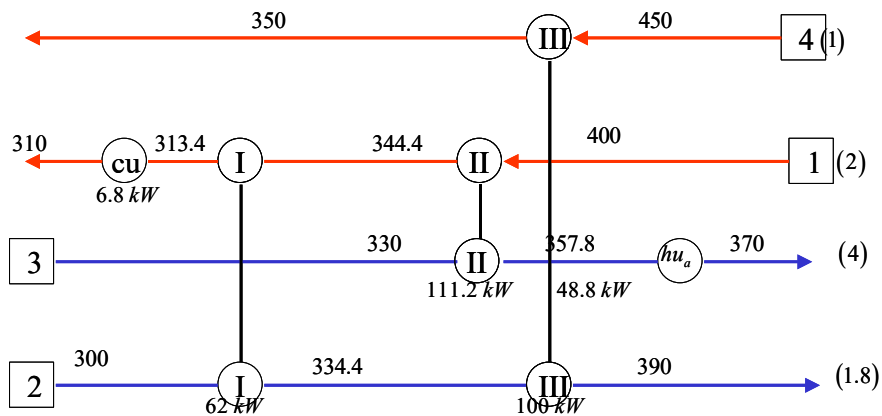


Figura 19. Progetto della rete in condizioni di ottimo economico (COPT design)

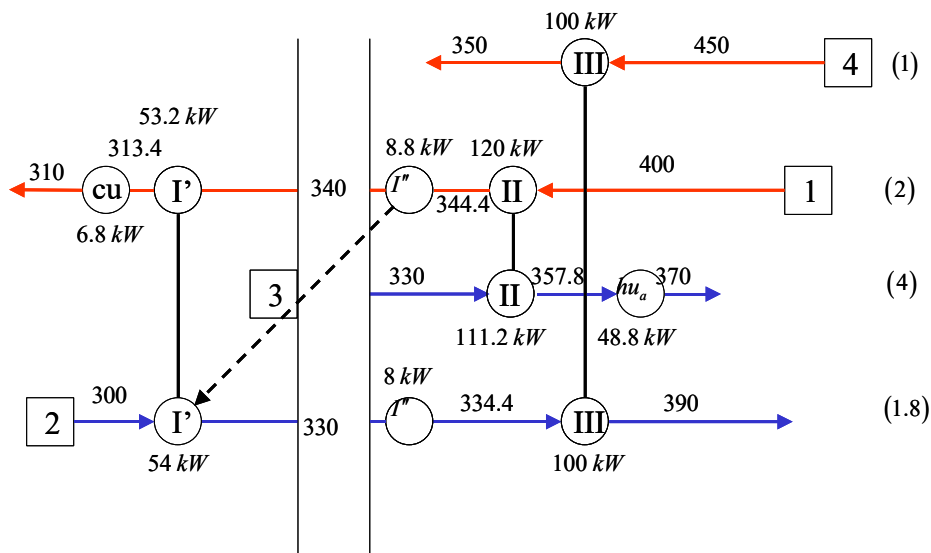


Figura 20. Individuazione del calore trasferito attraverso il pinch

Una volta effettuato il progetto in condizioni di ottimo termodinamico (MER design) e quello in condizioni di ottimo economico (COPT design), è possibile stimare nei due casi la superficie di scambio complessivamente richiesta, come somma della superficie di scambio dei singoli scambiatori, e i costi annui di gestione, valutando l'entità del risparmio conseguente al rilassamento energetico della rete HEN.

2.4 Sviluppo di un software in ambiente Excel/VBA per la pinch analysis di reti HEN

La metodologia della Pinch Technology (PT) descritta nei precedenti paragrafi è stata implementata in un software sviluppato in ambiente Excel/VBA, al fine di consentire la realizzazione di:

- 1) approccio grafico della PT, con la costruzione delle curve cumulative dei fluidi caldi e freddi, la localizzazione del pinch-point, la valutazione delle potenze termiche scambiate con le utenze esterne, la stima della superficie di scambio termico dell'intera rete HEN e l'individuazione del ΔT_{min} ottimale;
- 2) approccio analitico della PT, con la costruzione della tabella a cascata, la realizzazione del bilancio energetico cumulativo modificato, la localizzazione del pinch-point, la valutazione delle potenze termiche scambiate con le utenze esterne e la costruzione della curva cumulativa globale;
- 3) progetto della rete HEN in condizioni di massimo recupero energetico (MER design, ottimo termodinamico), con la costruzione del diagramma dei flussi di energia, la definizione degli

accoppiamenti tra i fluidi di processo, la definizione dei riscaldatori e refrigeratore esterni, il progetto della rete sotto il pinch e il progetto della rete sopra il pinch;

- 4) progetto della rete HEN in condizioni di minimo costo annuo di gestione (COPT design, ottimo economico), con l'individuazione della presenza di cicli attraverso il pinch nella rete HEN progettata in condizioni di massimo recupero energetico, il rilassamento energetico della rete, l'eventuale rimozione di scambiatori di calore e il conseguente riassetto della rete;
- 5) valutazione delle prestazioni di reti HEN esistenti, con la quantificazione e localizzazione delle cause di irreversibilità, responsabili dell'allontanamento dalla condizione di massimo recupero energetico.

Al fine di consentire l'esecuzione dei precedenti passi in modo indipendente, il software è organizzato in forma modulare attraverso l'utilizzo di fogli dedicati e di specifiche macro VBA.

A titolo esemplificativo, l'approccio grafico della PT è condotto attraverso l'esecuzione sequenziale di quattro macro VBA che consentono di:

- costruire la curva cumulativa dei fluidi caldi (*hc curve*)
- costruire la curva cumulativa dei fluidi freddi (*cc curve*)
- stimare la superficie di scambio termico complessiva (A_{HEN})
- individuare il $(\Delta T_{MIN})_{opt}$ che minimizza i costi annui di gestione

mentre l'approccio analitico richiede l'esecuzione sequenziale di tre macro VBA per:

- individuare gli intervalli di temperatura aggiustata dei fluidi di processo (caldi/freddi)
- costruire la tabella a cascata
- costruire la curva cumulativa globale

Nell'attività che sarà sviluppata nei prossimi due anni, in stretta collaborazione con il gruppo di ricerca ENEA e con i gruppi di ricerca delle altre due Università interessate, particolare cura sarà dedicata a:

- lo sviluppo di criteri generali che consentiranno di condurre il progetto della rete HEN, sia in condizioni di ottimo termodinamico che economico, in modo per lo più automatico, ovvero limitando per quanto possibile l'intervento dell'operatore pur in presenza di processi tecnologici alquanto diversificati;
- la definizione di correlazioni di costo per gli scambiatori e i costi di energia più rispondenti al contesto e al mercato italiano, grazie alle risultanze relative agli incontri svolti in collaborazione con ENEA e aziende fornitrici e utilizzatrici (ove possibile) che fanno parte del mercato delle tecnologie di recupero di calore industriale a bassa temperatura;
- l'implementazione del software con l'obiettivo di indagare le opportunità offerte dall'integrazione nella rete HEN di nuove tecnologie in grado di fornire energia termica con elevate prestazioni (caldaie ad alto rendimento, sistemi di cogenerazione), 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);
- l'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.

Nei successivi paragrafi sono mostrati i primi risultati ottenuti con l'applicazione del software a casi studio di letteratura, per l'individuazione dei minimi scambi di energia con l'esterno e per la valutazione di irreversibilità in reti HEN esistenti.

2.4.1 Applicazione del modello sviluppato per la pinch analysis a casi studio

Il software sviluppato è applicato a casi studio di letteratura al fine di validarne l’efficacia nella valutazione dei minimi scambi di energia con l’esterno attraverso l’utilizzo dell’approccio grafico e dell’approccio analitico della Pinch Technology. Per i casi di riferimento sono disponibili le specifiche di progetto e i risultati in termini energetici ma non economici. Pertanto, al fine di stimare anche il valore del ΔT_{min} ottimale (minimi costi annui di gestione), per i costi degli scambiatori di calore e i costi dei fluidi esterni sono utilizzate le correlazioni introdotte al paragrafo 2.1.2.4, mentre il coefficiente convettivo di scambio termico per ciascun fluido di processo, in assenza di specifiche informazioni, è stato assunto pari a 300 W/m²K.

Caso studio A

Le specifiche di progetto di una rete HEN con due fluidi freddi e due fluidi caldi sono sintetizzate in Tabella 5 [8]. L’applicazione dell’approccio grafico del software sviluppato consente di individuare gli intervalli di temperatura dei fluidi caldi e dei fluidi freddi, come mostrato nei diagrammi di Figura 21. È possibile poi valutare i minimi scambi di energia con l’esterno nel caso di $\Delta T_{min}=0^{\circ}\text{C}$: in Tabella 6 sono riportati i principali risultati, in accordo con [8].

Tabella 5. Specifiche di progetto dei fluidi di processo [8]

Codice fluido	Temperatura ingresso °C	Temperatura uscita °C	Capacità termica kW/K	Potenza termica kW	Tipo fluido
S1	20	135	2	230.0	COLD
S2	80	140	6	360.0	COLD
S3	170	60	3	330.0	HOT
S4	150	30	1.5	180.0	HOT



Figura 21. Intervalli di temperatura delle curve cumulative dei fluidi caldi (a) e freddi (b)

Tabella 6. Principali risultati della Pinch Technology con $\Delta T_{min}=0^{\circ}\text{C}$

ΔT_{min}	[°C]	0.0
$T_{cc,pinch}$	[°C]	80.0
$T_{hc,pinch}$	[°C]	80.0
$Q_{hu,min}$	[kW]	95.0
$Q_{cu,min}$	[kW]	15.0
$Q_{hx,max}$	[kW]	495.0

In Figura 22 è mostrata l’influenza del ΔT_{min} sui 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. Dall’andamento in figura emerge che il valore $\Delta T_{min}=11.1^{\circ}\text{C}$ consente di minimizzare i costi annui di gestione, con una potenza termica scambiata nel refrigeratore esterno di 65 kW.

Nel caso ottimale di $\Delta T_{min}=11.1^{\circ}\text{C}$, l'approccio grafico fornisce le curve cumulative dei fluidi caldi e freddi illustrate in Figura 23, mentre l'approccio analitico il diagramma a cascata (Tabella 7) e la curva cumulativa globale (Figura 24).

I principali risultati della Pinch Technology nel caso ottimale di $\Delta T_{min}=11.1^{\circ}\text{C}$ sono sintetizzati in Tabella 8.

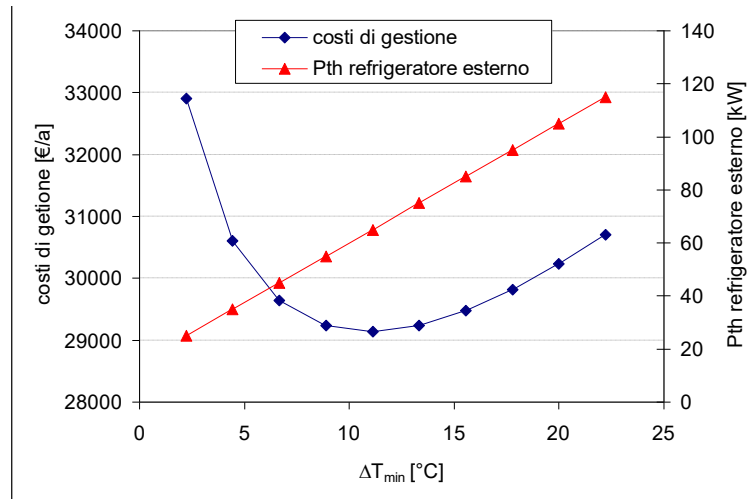


Figura 22. Andamento dei costi annui di gestione al variare del ΔT_{min}

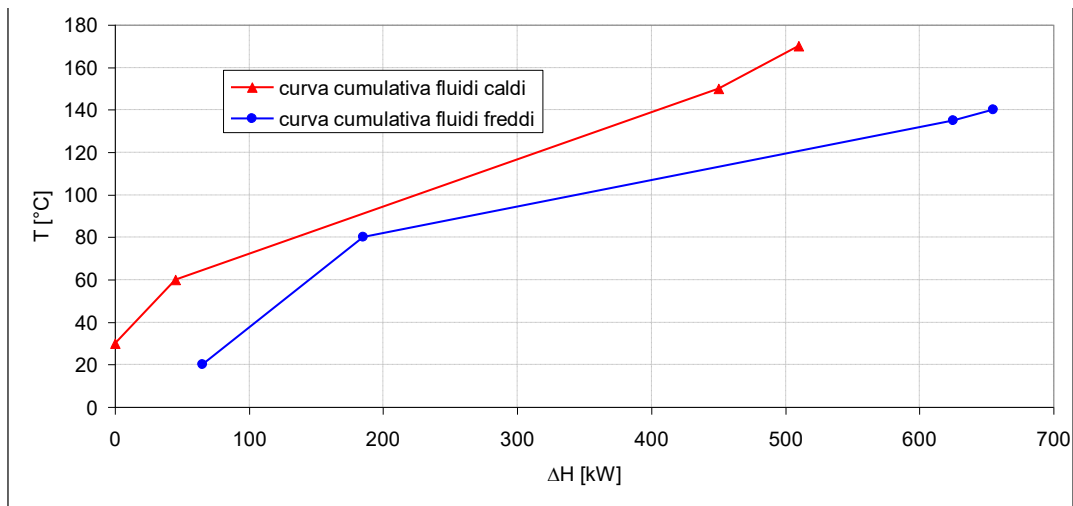


Figura 23. Curve cumulative dei fluidi caldi e dei fluidi freddi

Tabella 7. 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
164.44				▼		0	-145.0
145.56	1	18.89	-3.0	▼	-56.67 surplus	-56.7	-201.7
144.44	2	1.11	3.0	▼	3.33 demand	-53.3	-198.3
140.56	3	3.89	1.5	▼	5.83 demand	-47.5	-192.5
85.56	4	55.00	3.5	▼	192.50 demand	145.0	0.0
54.44	5	31.11	-2.5	▼	-77.78 surplus	67.2	-77.8
25.56	6	28.89	0.5	▼	14.44 demand	81.7	-63.3
24.44	7	1.11	-1.5	▼	-1.67 surplus	80.0	-65.0

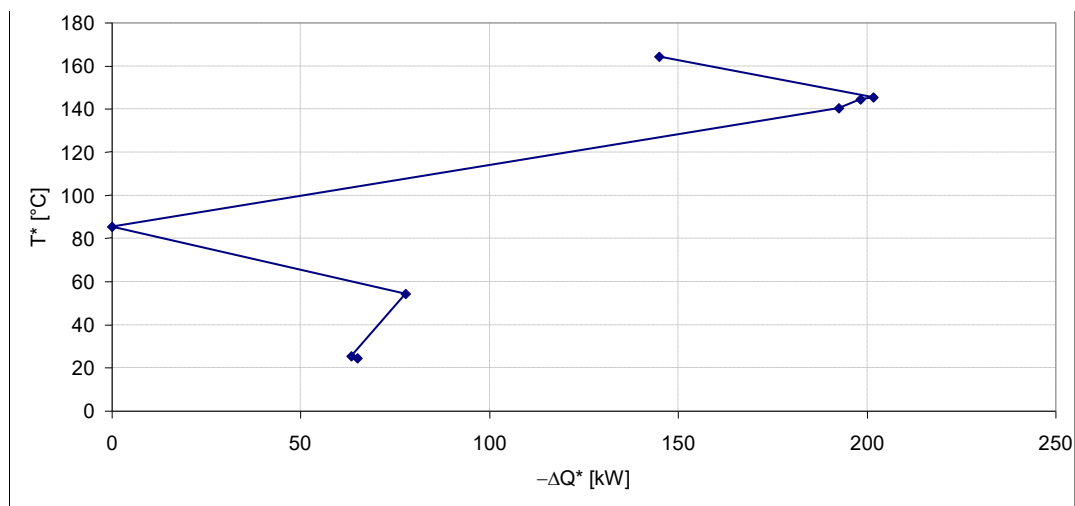


Figura 24. Curva cumulativa globale

Tabella 8. Principali risultati della Pinch Technology nel caso ottimale

ΔT_{min}	[°C]	11.1
$T_{cc,pinch}$	[°C]	80.0
$T_{hc,pinch}$	[°C]	91.1
$Q_{hu,min}$	[kW]	145.0
$Q_{cu,min}$	[kW]	65.0
$Q_{hx,max}$	[kW]	445.0
A_{HEN}	[m ²]	127.4
C_{fix}	[€/a]	18393.2
C_{var}	[€/a]	10747.5
C_{tot}	[€/a]	29140.7

Caso studio B

Le specifiche di progetto di una rete HEN con due fluidi freddi e due fluidi caldi sono sintetizzate in Tabella 9 [7]. L'applicazione dell'approccio grafico del software sviluppato consente di individuare gli intervalli di temperatura dei fluidi caldi e dei fluidi freddi, come mostrato nei diagrammi di Figura 25. È possibile poi valutare i minimi scambi di energia con l'esterno nel caso di $\Delta T_{min}=10^{\circ}\text{C}$: in Tabella 10 sono riportati i principali risultati, in accordo con [7].

Tabella 9. Specifiche di progetto dei fluidi di processo [7]

Codice fluido	Temperatura ingresso °C	Temperatura uscita °C	Capacità termica kW/K	Potenza termica kW	Tipo fluido
S1	180	80	20	2000.0	HOT
S2	130	40	40	3600.0	HOT
S3	60	100	80	3200.0	COLD
S4	30	120	36	3240.0	COLD



Figura 25. Intervalli di temperatura delle curve cumulative dei fluidi caldi (a) e freddi (b)

Tabella 10. Principali risultati della Pinch Technology

ΔT_{min}	[°C]	10.0
$T_{cc,pinch}$	[°C]	60.0
$T_{hc,pinch}$	[°C]	70.0
$Q_{hu,min}$	[kW]	960.0
$Q_{cu,min}$	[kW]	120.0
$Q_{hx,max}$	[kW]	5480.0

L'andamento dei costi annui di gestione al variare del ΔT_{min} (Figura 26) evidenzia che il valore $\Delta T_{min}=9.3^{\circ}\text{C}$ consente di minimizzare i costi annui di gestione, con una potenza termica scambiata nel refrigeratore esterno di 90 kW.

Nel caso ottimale di $\Delta T_{min}=9.3^{\circ}\text{C}$, l'approccio grafico fornisce le curve cumulative dei fluidi caldi e freddi illustrate in Figura 27, mentre l'approccio analitico il diagramma a cascata (Tabella 11) e la curva cumulativa globale (Figura 28).

I principali risultati della Pinch Technology nel caso ottimale sono sintetizzati in Tabella 12.

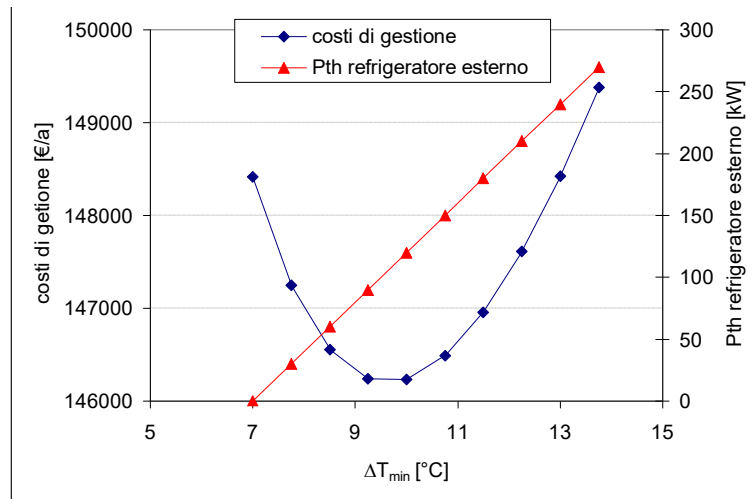


Figura 26. Andamento dei costi annui di gestione al variare del ΔT_{min}

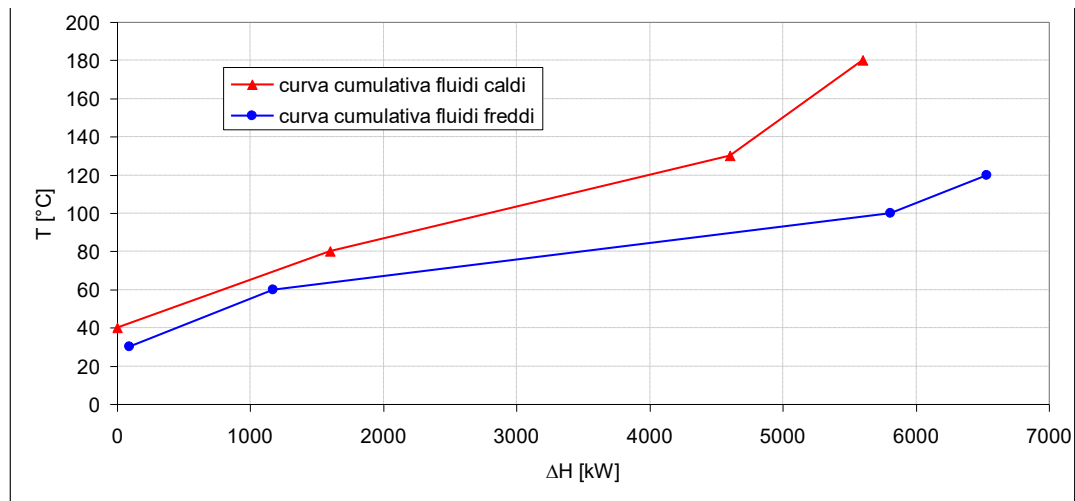


Figura 27. Curve cumulative dei fluidi caldi e dei fluidi freddi

Tabella 11. 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
175.38				▼		0	-930.0
125.38	1	50.00	-20.0	-1000.00	surplus	-1000.0	-1930.0
124.63	2	0.75	-60.0	-45.00	surplus	-1045.0	-1975.0
104.63	3	20.00	-24.0	-480.00	surplus	-1525.0	-2455.0
75.38	4	29.25	56.0	1638.00	demand	113.0	-817.0
64.63	5	10.75	76.0	817.00	demand	930.0	0.0
35.38	6	29.25	-4.0	-117.00	surplus	813.0	-117.0
34.63	7	0.75	36.0	27.00	demand	840.0	-90.0

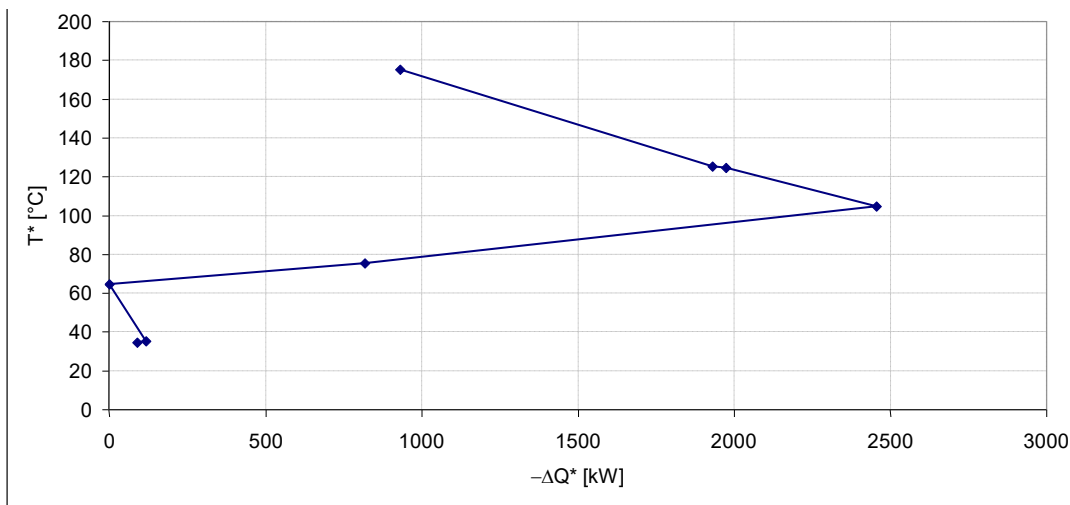


Figura 28. Curva cumulativa globale

Tabella 12. Principali risultati della Pinch Technology nel caso ottimale

ΔT_{min}	[°C]	9.3
$T_{cc,pinch}$	[°C]	60.0
$T_{hc,pinch}$	[°C]	69.3
$Q_{hu,min}$	[kW]	930.0
$Q_{cu,min}$	[kW]	90.0
$Q_{hx,max}$	[kW]	5510.0
A_{HEN}	[m ²]	1781.1
C_{fix}	[€/a]	87204.6
C_{var}	[€/a]	59035.4
C_{tot}	[€/a]	146239.9

Caso studio C

Le specifiche di progetto di una rete HEN per l'integrazione energetica in un processo di esterificazione, con undici fluidi freddi e dodici fluidi caldi sono sintetizzate in Tabella 13 [9]. L'applicazione dell'approccio grafico del software sviluppato consente di individuare gli intervalli di temperatura dei fluidi caldi (Figura 29) e dei fluidi freddi (Figura 30). È possibile poi valutare i minimi scambi di energia con l'esterno nel caso di $\Delta T_{min}=10^{\circ}\text{C}$: in Tabella 14 sono riportati i principali risultati, in accordo con [9].

L'andamento dei costi annui di gestione al variare del ΔT_{min} (Figura 31) evidenzia che il valore $\Delta T_{min}=4.2^{\circ}\text{C}$ consente di minimizzare i costi annui di gestione, con una potenza termica scambiata nel refrigeratore esterno di 5000 kW.

Nel caso ottimale di $\Delta T_{min}=4.2^{\circ}\text{C}$, l'approccio grafico fornisce le curve cumulative dei fluidi caldi e freddi illustrate in Figura 32, mentre l'approccio analitico il diagramma a cascata (Tabella 15) e la curva cumulativa globale (Figura 33).

I principali risultati della Pinch Technology nel caso ottimale di $\Delta T_{min}=4.2^{\circ}\text{C}$ sono sintetizzati in Tabella 16.

Tabella 13. Specifiche di progetto dei fluidi di processo [9]

Codice fluido	Temperatura ingresso °C	Temperatura uscita °C	Capacità termica kW/K	Potenza termica kW	Tipo fluido
S1	25	135	6.51	716.08	COLD
S2	45	54	14.96	134.62	COLD
S3	96	200	20.39	2120.55	COLD
S4	90.8	100	62.08	571.14	COLD
S5	54	61.8	15.32	119.47	COLD
S6	65	88	7.14	164.22	COLD
S7	76.6	200	18.06	2228.05	COLD
S8	38.6	70	15.10	474.28	COLD
S9	70	150	8.03	642.1	COLD
S10	83.9	136.2	14.44	755.33	COLD
S11	116.9	140	1.01	23.23	COLD
S12	100	80	8.21	164.28	HOT
S13	80	65	7.98	119.63	HOT
S14	100	82.1	100.98	1807.51	HOT
S15	76.7	25	48.88	2527.254	HOT
S16	150	25	5.98	747.61	HOT
S17	150	79.8	6.76	474.37	HOT
S18	79.8	57.3	5.99	134.72	HOT
S19	48.4	38.5	177.57	1757.92	HOT
S20	140	11	0.22	28.45	HOT
S21	57.7	20	5.76	217.11	HOT
S22	70	20	0.72	36.25	HOT
S23	140	70	0.82	57.09	HOT

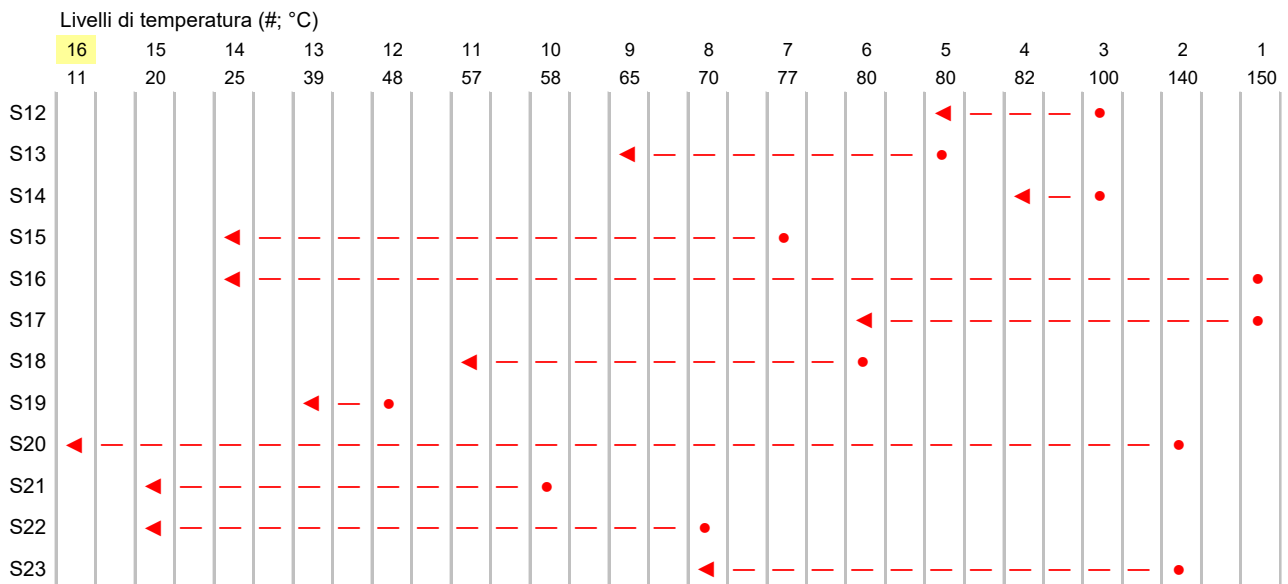


Figura 29. Intervalli di temperatura della curva cumulativa dei fluidi caldi

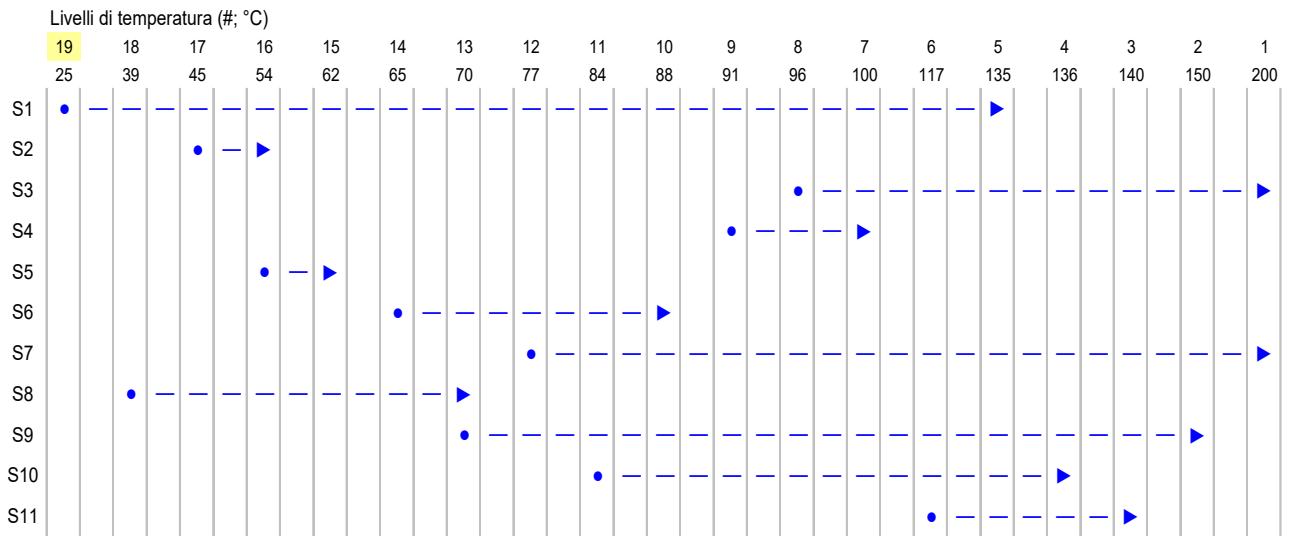


Figura 30. Intervalli di temperatura della curva cumulativa dei fluidi freddi

Tabella 14. Principali risultati della Pinch Technology

ΔT_{min}	[°C]	10.0
$T_{cc,pinch}$	[°C]	90.0
$T_{hc,pinch}$	[°C]	100.0
$Q_{hu,min}$	[kW]	5464.4
$Q_{cu,min}$	[kW]	5587.6
$Q_{hx,max}$	[kW]	2484.6

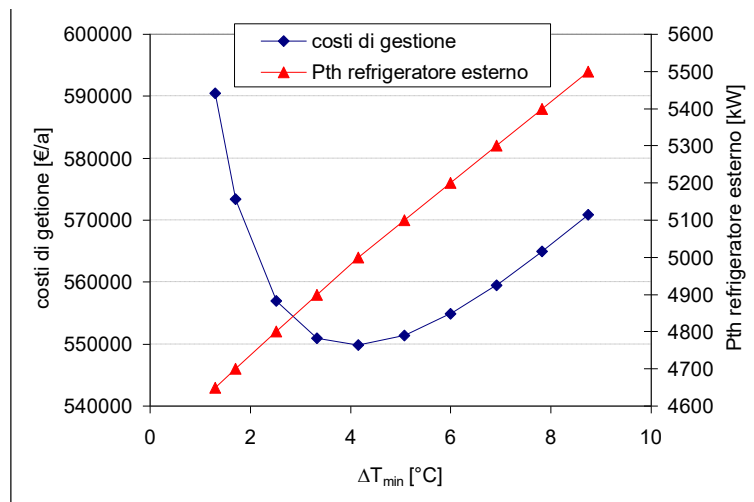


Figura 31. Andamento dei costi annui di gestione al variare del ΔT_{min}

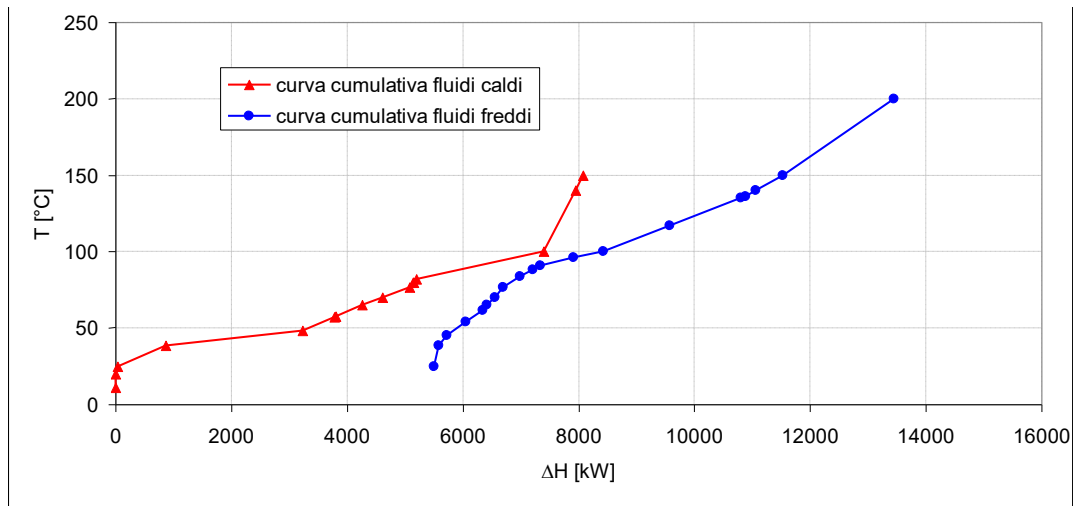


Figura 32. Curve cumulative dei fluidi caldi e dei fluidi freddi

Tabella 15. 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
204.37				▼		0	-5376.9
154.37	1	50.00	38.4	1922.27	demand	1922.3	-3454.6
145.63				▼		2328.5	-3048.3
144.37	2	8.74	46.5	406.27	demand	2371.0	-3005.9
140.57				▼		2503.0	-2873.9
139.37	3	1.26	33.7	42.42	demand	2562.0	-2814.9
135.63				▼		2770.4	-2606.4
121.27	4	3.80	34.7	132.01	demand	2770.4	-2606.4
104.37				▼		3555.1	-1821.7
100.37	5	1.20	49.2	59.02	demand	3555.1	-1821.7
95.63				▼		4461.8	-915.1
95.17	6	3.74	55.7	208.42	demand	4461.8	-915.1
92.37				▼		4924.7	-452.1
88.27	7	14.36	54.7	784.71	demand	4924.7	-452.1
80.97				▼		5376.9	0.0
77.73	8	16.90	53.6	906.67	demand	5376.9	0.0
75.63				▼		5370.5	-6.3
75.43	9	4.00	115.7	462.92	demand	5370.5	-6.3
				▼		5157.9	-219.0
	10	4.74	95.3	452.14	demand	5157.9	-219.0
				▼		4875.9	-501.0
	11	0.46	-13.9	-6.34	surplus	4875.9	-501.0
				▼		4268.2	-1108.6
	12	2.80	-75.9	-212.61	surplus	4268.2	-1108.6
				▼		3939.8	-1437.0
	13	4.10	-68.8	-282.05	surplus	3939.8	-1437.0
				▼		3939.2	-1437.7
	14	7.30	-83.2	-607.62	surplus	3939.2	-1437.7
				▼		3939.1	-1437.7
	15	3.24	-101.3	-328.43	surplus	3939.1	-1437.7
				▼			
	16	2.10	-0.3	-0.66	surplus		
				▼			
	17	0.20	-0.1	-0.01	surplus		

continua ...

... continua

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
74.37	18	1.06	0.7	0.74	demand	3939.9	-1437.0
72.33	19	2.04	7.8	15.88	demand	3955.8	-1421.1
69.37	20	2.96	-41.1	-121.58	surplus	3834.2	-1542.7
66.17	21	3.20	-48.2	-154.40	surplus	3679.8	-1697.1
65.63	22	0.54	-32.9	-17.86	surplus	3661.9	-1714.9
60.63	23	5.00	-32.8	-164.21	surplus	3497.7	-1879.2
58.37	24	2.26	-24.9	-56.14	surplus	3441.6	-1935.3
53.33	25	5.04	-25.2	-127.20	surplus	3314.4	-2062.5
52.93	26	0.40	-31.0	-12.39	surplus	3302.0	-2074.9
49.37	27	3.56	-25.0	-88.93	surplus	3213.0	-2163.8
44.03	28	5.34	-40.0	-213.45	surplus	2999.6	-2377.3
42.97	29	1.06	-217.5	-230.05	surplus	2769.5	-2607.3
34.13	30	8.84	-232.6	-2056.98	surplus	712.6	-4664.3
29.37	31	4.76	-55.1	-261.95	surplus	450.6	-4926.2
20.63	32	8.74	-61.6	-538.26	surplus	-87.6	-5464.5
15.63	33	5.00	-6.7	-33.52	surplus	-121.2	-5498.0
6.63	34	9.00	-0.2	-1.99	surplus	-123.1	-5500.0

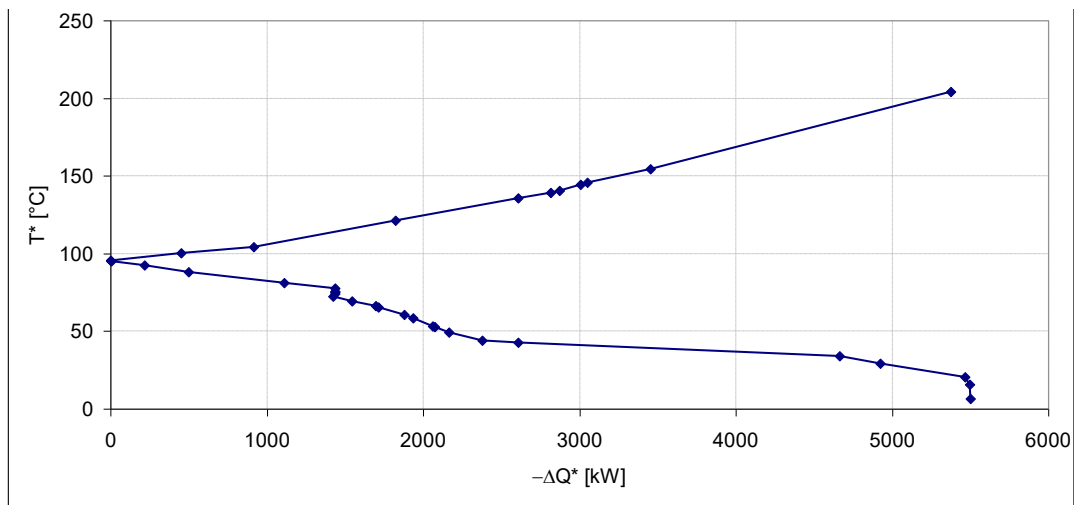


Figura 33. Curva cumulativa globale

Tabella 16. Principali risultati della Pinch Technology nel caso ottimale

ΔT_{min}	[°C]	8.7
$T_{cc,pinch}$	[°C]	91.3
$T_{hc,pinch}$	[°C]	100.0
$Q_{hu,min}$	[kW]	5376.9
$Q_{cu,min}$	[kW]	5500.0
$Q_{hx,max}$	[kW]	2572.2
A_{HEN}	[m ²]	457.7
C_{fix}	[€/a]	78849.4
C_{var}	[€/a]	492074.0
C_{tot}	[€/a]	570923.3

2.4.2 Applicazione del modello sviluppato per la valutazione di irreversibilità in reti HEN esistenti

Il software sviluppato è applicato a un caso studio di letteratura al fine di validarne l'efficacia nella valutazione delle prestazioni di una rete HEN esistente, con localizzazione e quantificazione delle cause di irreversibilità che determinano un allontanamento dalle condizioni di massimo recupero energetico.

In Figura 34 è riportato lo schema di una rete HEN esistente, con cinque fluidi di processo (3 caldi e 2 freddi), 3 scambiatori per il recupero energetico (S1, S2, S3), due riscaldatori esterni (H1, H2) e tre raffreddatori esterni (C1, C2, C3). In figura sono riportate le specifiche di progetto, con capacità termiche e temperature di ingresso e di uscita di ciascun fluido, e le potenze termiche trasferite nei singoli scambiatori di calore.

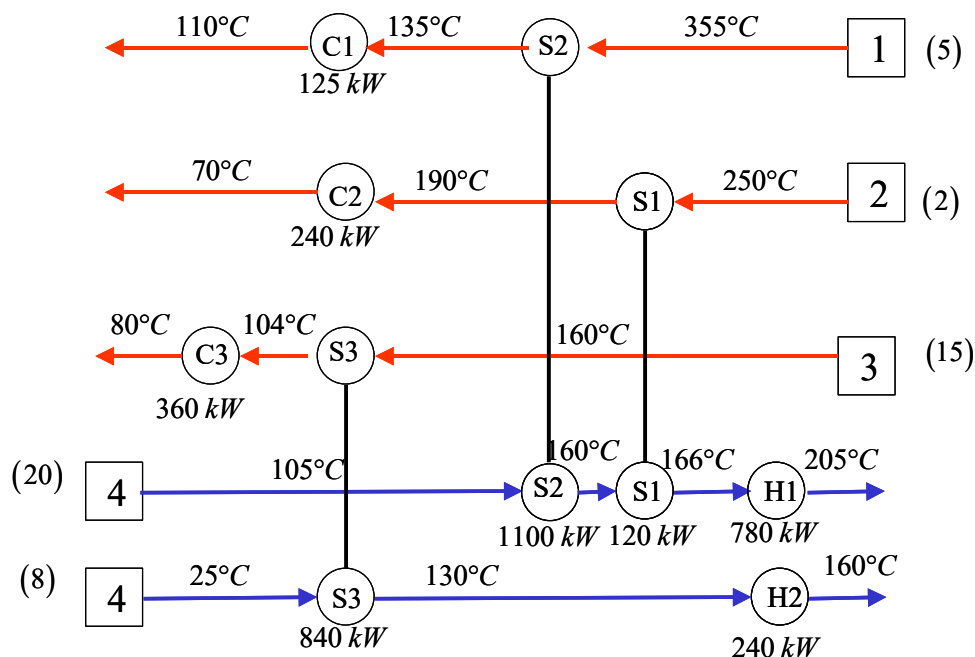


Figura 34. Schema di processo di una rete HEN esistente

L'analisi della rete HEN esistente consente di evidenziare che la stessa opera con un ΔT_{min} pari a 30°C, che si realizza in ben tre scambiatori (S1, S2, S3), ed è caratterizzata dalle seguenti potenze termiche scambiate tra fluidi di processo o con le utenze esterne:

$$\dot{Q}_{hx} = 120 + 1100 + 840 = 2060 \text{ kW} \tag{2.46}$$

$$\dot{Q}_{cu} = 125 + 240 + 360 = 725 \text{ kW} \tag{2.47}$$

$$\dot{Q}_{hu} = 780 + 240 = 1020 \text{ kW} \tag{2.48}$$

Assumendo le specifiche di progetto della rete HEN esistente (Tabella 17) e fissando la medesima differenza di temperatura al pinch-point ($\Delta T_{min}=30^\circ\text{C}$), è possibile utilizzare il software sviluppato per valutare gli eventuali ulteriori margini di recupero esistenti in accordo con le risultanze della Pinch Technology. L'applicazione dell'approccio grafico consente di individuare gli intervalli di temperatura (Figura 35) e costruire le curve cumulative dei fluidi caldi e dei fluidi freddi (Figura 36), mentre l'approccio analitico il diagramma a cascata (Tabella 18) e la curva cumulativa globale (Figura 37).

I principali risultati della Pinch Technology con $\Delta T_{min}=30^\circ\text{C}$ sono sintetizzati in Tabella 19.

Tabella 17. Specifiche di progetto dei fluidi di processo della rete HEN esistente

Codice fluido	Temperatura ingresso °C	Temperatura uscita °C	Capacità termica kW/K	Potenza termica kW	Tipo fluido
S1	355	110	5	1225	HOT
S2	250	70	2	360	HOT
S3	160	80	15	1200	HOT
S4	105	205	20	2000	COLD
S5	25	160	8	1080	COLD

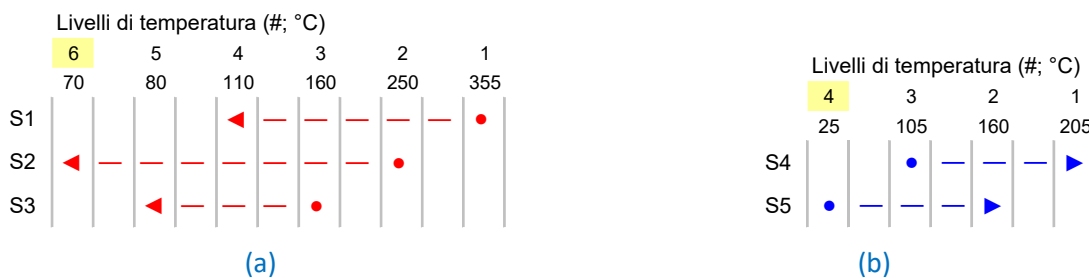


Figura 35. Intervalli di temperatura delle curve cumulative dei fluidi caldi (a) e freddi (b)

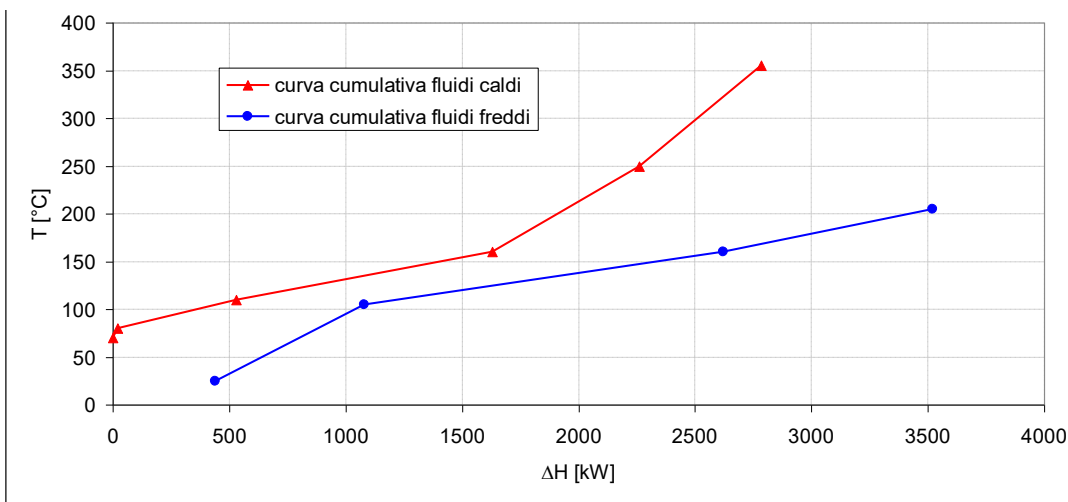


Figura 36. Curve cumulative dei fluidi caldi e dei fluidi freddi

Tabella 18. 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
340.00				▼		0	-735.0
235.00	1	105.00	-5.0	▼	surplus	-525.0	-1260.0
220.00	2	15.00	-7.0	▼	surplus	-630.0	-1365.0
175.00	3	45.00	13.0	▼	demand	-45.0	-780.0
145.00	4	30.00	21.0	▼	demand	585.0	-150.0
120.00	5	25.00	6.0	▼	demand	735.0	0.0
95.00	6	25.00	-14.0	▼	surplus	385.0	-350.0
65.00	7	30.00	-9.0	▼	surplus	115.0	-620.0
55.00	8	10.00	6.0	▼	demand	175.0	-560.0
40.00	9	15.00	8.0	▼	demand	295.0	-440.0

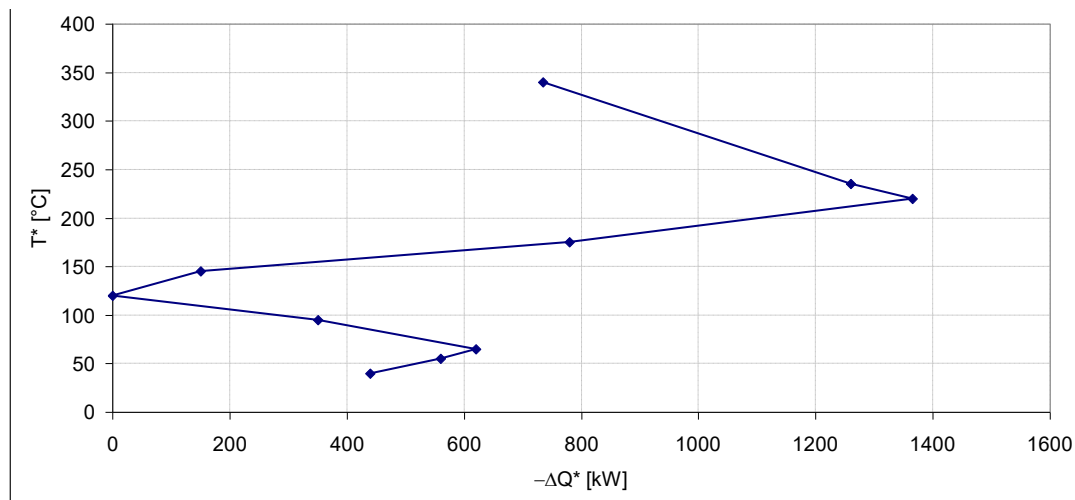


Figura 37. Curva cumulativa globale

Tabella 19. Principali risultati della Pinch Technology con $\Delta T_{min}=30^{\circ}\text{C}$

ΔT_{min}	[°C]	30.0
$T_{cc,pinch}$	[°C]	105.0
$T_{hc,pinch}$	[°C]	135.0
$Q_{hu,min}$	[kW]	735.0
$Q_{cu,min}$	[kW]	440.0
$Q_{hx,max}$	[kW]	2345.0

Il confronto dei risultati della Pinch Technology con le potenze termiche scambiate nella rete HEN esistente consente di evidenziare che la stessa è ben lontana dalla condizione di massimo recupero energetico risultando:

$$\dot{Q}_{hx} = 2060 \text{ kW} < \dot{Q}_{hx,max} = 2345 \text{ kW} \Rightarrow \Delta\dot{Q}_{hx} = 285 \text{ kW} \quad (2.49)$$

$$\dot{Q}_{hu} = 1020 \text{ kW} > \dot{Q}_{hu,min} = 735 \text{ kW} \Rightarrow \Delta\dot{Q}_{hu} = 285 \text{ kW} \quad (2.50)$$

$$\dot{Q}_{cu} = 725 \text{ kW} > \dot{Q}_{cu,min} = 440 \text{ kW} \Rightarrow \Delta\dot{Q}_{cu} = 285 \text{ kW} \quad (2.51)$$

L'allontanamento dalla condizione di massimo recupero energetico, pari a 285 kW, è da attribuire al fatto che la rete esistente non rispetta una o più delle tre regole fondamentali della Pinch Technology discusse al paragrafo 2.1.1.3:

- 1) Non trasferire calore attraverso il pinch
- 2) Non usare riscaldatori esterni sotto il pinch
- 3) Non usare refrigeratori esterni sopra il pinch

Per localizzare e quantificare le cause di irreversibilità che determinano l'allontanamento dalle condizioni di massimo recupero energetico è possibile evidenziare le violazioni delle regole della Pinch Technology nella rete attuale individuando, come illustrato in Figura 38, gli scambiatori di calore che non operano completamente sotto o sopra il pinch.

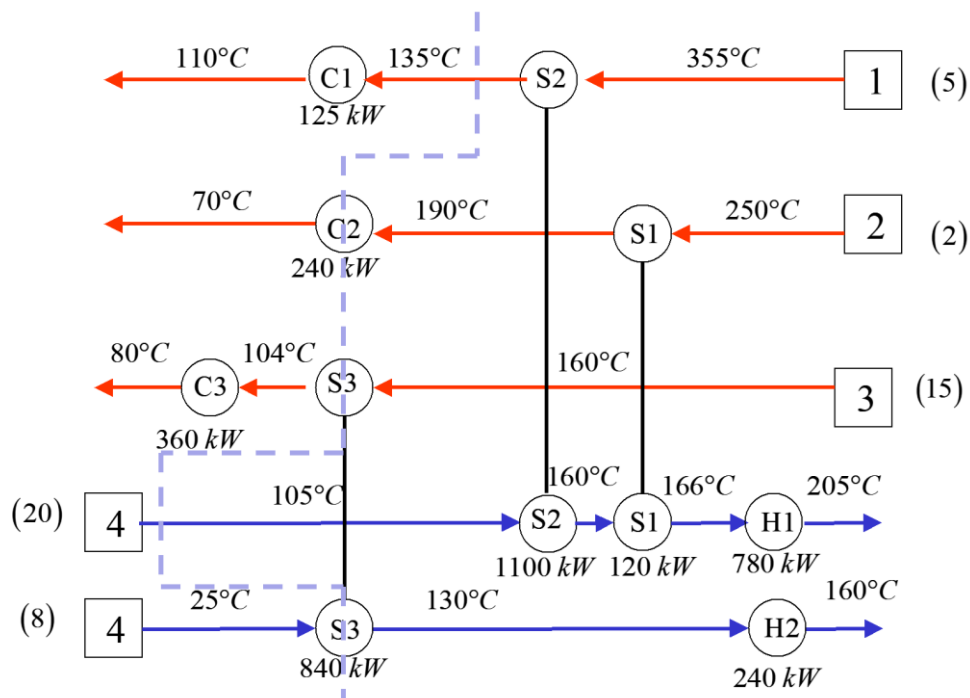


Figura 38. Violazione delle regole della Pinch Technology nella rete attuale

La linea tratteggiata viola evidenzia la presenza di due scambiatori, il refrigeratore esterno C2 e lo scambiatore tra fluidi di processo S3, che operano attraverso il pinch: è possibile quindi separare ciascuno di questi scambiatori in due scambiatori fittizi che realizzano scambi di calore sotto e sopra il pinch.

In Figura 39 è riportata la situazione relativa allo scambiatore C2, che evidenzia la presenza di un refrigeratore esterno da 110 kW sopra il pinch.

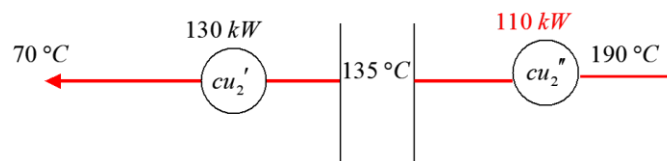


Figura 39. Irreversibilità a causa del refrigeratore sopra il pinch

In Figura 40 è riportata la situazione relativa allo scambiatore S3, che evidenzia la presenza di un trasferimento di calore attraverso il pinch di 175 kW.

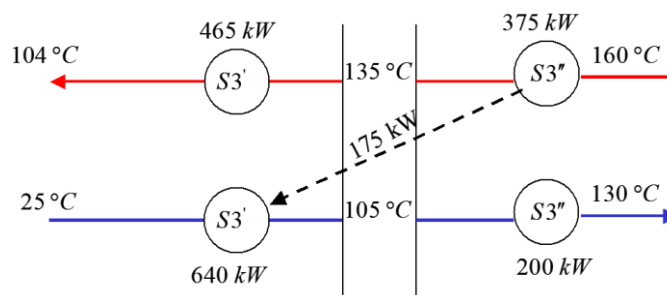


Figura 40. Irreversibilità a causa dello scambio di calore attraverso il pinch

Le due potenze termiche appena trovate rappresentano violazioni delle regole fondamentali della Pinch Technology; la loro somma, pari a 285 kW, è indicativa delle irreversibilità della rete HEN attuale e determina una pari diminuzione del trasferimento di calore tra fluidi di processo (minor recupero energetico) e un pari aumento degli scambi di energia con i fluidi esterni (sia nei refrigeratori che nei riscaldatori).

3 Conclusioni

Le attività condotte dal Dipartimento di Ingegneria Industriale e dell’Informazione e di Economia dell’Università degli Studi dell’Aquila nella prima annualità (durata complessiva triennale) dell’Accordo di Collaborazione con l’ENEA 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. Un ruolo centrale nell’approccio grafico della PT è rivestito dal diagramma $T-\Delta\dot{H}$ che, se riferito alle curve cumulative dei fluidi caldi e dei fluidi freddi, consente di evidenziare le opportunità di recupero energetico, ovvero di trasferimento di calore tra fluidi di processo, per un fissato ΔT_{min} e, di conseguenza, valutare i minimi scambi di energia con l’esterno, da realizzare in riscaldatori e refrigeratori esterni necessari per soddisfare le specifiche di progetto. Un ruolo centrale nell’approccio analitico della PT è rivestito dal cosiddetto diagramma a cascata che, sulla base del bilancio energetico cumulativo modificato che tiene conto anche dell’apporto di riscaldatori esterni, consente di localizzare il pinch-point e valutare i trasferimenti di calore tra fluidi di processo e gli scambi di calore con fluidi esterni. In questa fase, riferendosi alle curve cumulative dei fluidi caldi e freddi e, quindi, prima che vengano individuati gli scambiatori di calore da inserire e i fluidi da accoppiare, è possibile stimare la superficie di scambio termico complessivamente richiesta per l’intera rete di scambiatori, utile per la stima del ΔT_{min} ottimale che rende minimi i costi annui di gestione, derivanti dai costi di capitale (scambiatori di calore) e dai costi di energia (fluidi esterni).

La procedura messa a punto consente anche il progetto della rete HEN in condizioni di massimo recupero energetico, nel rispetto delle tre regole fondamentali della Pinch Technology. Per evitare il trasferimento di calore attraverso il pinch (che causa l'allontanamento dalle condizioni di massimo recupero termico), il progetto viene distinto in due parti, sotto e sopra il pinch, e gli accoppiamenti tra i fluidi di processo sono realizzati utilizzando il diagramma dei flussi di energia e con il duplice obiettivo di evitare l'utilizzo di riscaldatori esterni sotto il pinch e refrigeratori esterni sopra il pinch e di limitare le irreversibilità legate al trasferimento di calore.

La procedura messa a punto consente anche il progetto della rete HEN in condizioni di minimo costo annuo di gestione che si effettua a partire dalla sintesi della rete HEN in condizioni di massimo recupero energetico. Qualora siano presenti uno o più cicli di calore attraverso il pinch, che stanno ad indicare connessioni multiple tra i fluidi che si sono rese necessarie per prevenire scambi di calore attraverso il pinch, è possibile operare un rilassamento energetico della rete, ovvero rimuovere i vincoli stringenti della PT, al fine di spostarsi dalla condizione di ottimo termodinamico a quella di ottimo economico. Ciò richiede solitamente la rimozione di uno scambiatore di calore, quello a minor carico che appartiene al ciclo, con successivo riassetto della rete per il soddisfacimento delle specifiche di progetto: a fronte di una riduzione dei costi di capitale conseguenti alla rimozione dello scambiatore, si ha un aumento dei costi di energia, solitamente più contenuto considerato il modesto allontanamento dalle condizioni di massimo recupero energetico.

È stato sviluppato un software in ambiente Excel/VBA per l'applicazione della pinch analysis. Esso consente di realizzare l'approccio grafico della PT, con la costruzione delle curve cumulative dei fluidi caldi e freddi e la valutazione delle potenze termiche scambiate con le utenze esterne, l'approccio analitico della PT, con la costruzione della tabella a cascata e della curva cumulativa globale, il progetto della rete HEN in condizioni di massimo recupero energetico, il progetto della rete in condizioni di minimo costo annuo di gestione, la valutazione delle prestazioni di reti HEN esistenti. Il software è organizzato in forma modulare attraverso l'utilizzo di fogli dedicati e di specifiche macro VBA. I primi risultati ottenuti con l'applicazione del software a casi studio di letteratura hanno evidenziato notevole accuratezza e flessibilità nell'individuazione dei minimi scambi di energia con l'esterno e nella localizzazione e quantificazione delle cause di irreversibilità in reti HEN esistenti.

Nelle linee di attività che saranno sviluppate nel prossimo biennio, 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.

4 Riferimenti bibliografici

1. M. Papapetrou, G. Kosmadakis, A. Cipollina, U. La Commare, G. Micale, "Industrial waste heat: Estimation of the technically available resource in the EU per industrial sector, temperature level and country", *Applied Thermal Engineering* 138 (2018) 207–216.
2. H. Jouhara, N. Khordehghah, S. Almahmoud, B. Delpech, A. Chauhan, S.A. Tassou, "Waste heat recovery technologies and applications", *Thermal Science and Engineering Progress* 6 (2018) 268–289.
3. A.C. Thekdi, S.U. Nimbalkar, "Industrial Waste Heat Recovery: Potential Applications, Available Technologies and Crosscutting R&D Opportunities", Report ORNL/TM-2014/622, December 2014, Oak Ridge, Tennessee.

4. E. Woolley, Y. Luo, A. Simeone, “Industrial waste heat recovery: A systematic approach”, Sustainable Energy Technologies and Assessments 29 (2018) 50–59.
5. Z.Y. Xu, R.Z. Wang, C. Yang, “Perspectives for low-temperature waste heat recovery”, Energy 176 (2019) 1037–1043.
6. D. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran, M., “Thermal Design & Optimization”, Wiley-Interscience publication, John Wiley & Sons, Inc., 1996, New York.
7. B. Linnhoff, “Introduction to Pinch technology”, Linnhoff March Ltd., 2000, pp. 1-63.
8. M. Rokni, “Introduction to Pinch Technology”, Kgs. Lyngby: Technical University of Denmark, 2016.
9. ProSim, “Getting started with Simulis Pinch: Energy integration of an esterification process”, 2018.

5 Abbreviazioni ed acronimi

Simboli

A	Superficie di scambio termico
C	Costi
c_p	Calore specifico a pressione costante
$\Delta \dot{H}$	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
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
T	Temperatura
T^*	Temperatura aggiustata
U	Coefficiente globale di scambio termico

Pedici

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

Acronimi

COPT	Cost Optimal design
HEN	Heat Exchanger Network
MER	Maximum Energy Recovery
PT	Pinch Technology

6 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, nel percorso formativo Ingegneria Meccanica della 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 hanno visto il Prof. Roberto Cipollone costantemente impegnato, anche attraverso significativi contratti di ricerca con importanti Aziende ed Enti nazionali ed internazionali.

Il Prof. Roberto Cipollone è stato responsabile, per l'unità di ricerca dell'Università degli Studi dell'Aquila, 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. È stato Presidente della Commissione Ambiente di Ateneo dell'Università degli Studi dell'Aquila negli anni 1996-2004, coordinatore del corso di dottorato di ricerca in "Ingegneria Industriale e dell'Informazione e dell'Economia" dell'Università dell'Aquila (2013-2019) e coordinatore del corso di dottorato di ricerca in "Ingegneria Meccanica Energetica

e Gestionale" (2005-2013). È stato vice Direttore del Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Energetica e Gestionale (2005-2011) e presidente del Corso di Studi in Ingegneria per l’Ambiente e il Territorio per due mandati. È responsabile del Laboratorio di Macchine a Fluido e Sala Motori dell’Università dell’Aquila. 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-fluodinamica, il Belgian Government Prize come migliore ricerca condotta nel Diploma Course 1984-1985.

Il Prof. Roberto Cipollone 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.

Daide Di Battista è attualmente 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. All’interno del suo ruolo è titolare del corso di “Pianificazione Energetica del Territorio”, erogato all’interno della laurea magistrale in Ingegneria per l’Ambiente e 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. In particolare 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.

Fabio Fatigati è attualmente Ricercatore a tempo determinato secondo l’art.24 L 240/2010 comma 3 lett.a) 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 2018, dopo aver conseguito il titolo di Dottore di Ricerca in Ingegneria Industriale e dell’Informazione e di Economia – percorso Meccanica. All’interno del suo ruolo è titolare del corso di “Interazione tra le Macchine e l’Ambiente”, erogato all’interno della laurea magistrale in Ingegneria per l’Ambiente e Territorio e svolge esercitazioni e lezioni all’interno dei corsi di Dinamica e Controllo delle Macchine e Pianificazione Energetica del Territorio. La tematica principale del percorso di dottorato seguito ha riguardato lo studio e l’analisi sperimentale e modellistica di sistemi energetici. In particolare è stato studiato il recupero energetico dai gas di scarico di un motore a combustione interna attraverso la tecnologia ORC (Organic Rankine Cycle).

È autore di circa 50 pubblicazioni sulle maggiori riviste di settore e proceedings di conferenze inserite nei circuiti internazionali di maggior rilievo (SAE, ATI, UIT). È anche revisore di numerose riviste internazionali. Nel 2015 ha conseguito la certificazione CLAD di Labview.