

Tecniche per l'integrazione di scambi termici all'interno di sistemi energetici complessi

di S. Rech

L'esauribilità delle fonti primarie di energia maggiormente sfruttate, in particolare quelle fossili, e la necessità di ridurre le emissioni di gas serra in atmosfera portano alla continua ricerca di vie alternative per soddisfare il fabbisogno energetico dell'umanità. Un modo per limitare lo sfruttamento delle fonti primarie in generale è quello di puntare al risparmio energetico, riducendo gli sprechi e migliorando l'efficienza di tutte le catene produttive che partono da un input di energia primaria per generare un determinato prodotto (ad esempio energia elettrica, calore, manufatti ecc.). Il risparmio di energia può quindi essere visto come una "nuova fonte di energia primaria".

Un modo per ottenere miglioramenti delle prestazioni nei sistemi di conversione di potenza è quello di creare una stretta integrazione termica tra i componenti che li compongono. Le sorgenti calde non sfruttate interne ai sistemi possono essere accoppiate in modo appropriato, ossia con le minori perdite exergetiche possibili, con pozzi freddi già esistenti o che possono essere aggiunti al sistema. La forte integrazione termica che ne deriva può richiedere strumenti idonei a semplificare l'operazione di sintesi della configurazione del sistema secondo gli obiettivi desiderati. Nella tesi qui riassunta sono state raccolte le principali tecniche per lo studio degli scambi termici e per l'ottimizzazione dei sistemi energetici; tali tecniche sono state applicate ad una vasta serie di impianti al fine di valutare le loro potenzialità e determinare il loro campo di utilizzo.

Il Pinch Analysis Method [1], proposto inizialmente per lo studio degli scambi termici, può essere utilizzato per l'integrazione di macchine termiche all'interno di un processo termico composto da flussi caldi e freddi da soddisfare. Questo è possibile quando le capacità termiche e le temperature iniziali e finali di ciascun flusso del processo termico sono fissate e sono note anche le principali caratteristiche delle macchine termiche che ad esso vengono accoppiate. La posizione delle macchine rispetto all'ubicazione del Pinch Point del processo termico (punto in cui si raggiunge il valore minimo per la differenza di temperatura tra flussi caldi e flussi freddi) è determinata dalle regole del criterio MER (Maximum Energy Recovery) al fine di ottenere un impianto che interagisca il meno possibile con le utility esterne, risparmiando così energia. Un sistema energetico può quindi essere visto come integrazione tra i componenti essenziali al suo funzionamento (chiamati

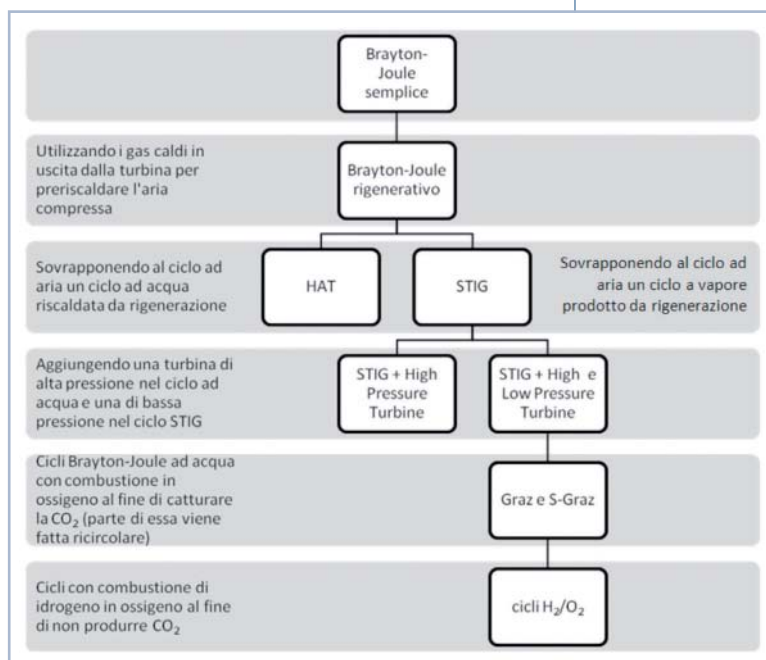


FIGURA 1 - Diagramma riassuntivo dell'evoluzione del ciclo Brayton-Joule

ti qui "componenti base" e organizzati in una data sequenza chiamata qui "configurazione base") e il processo termico rigenerativo che avviene al suo interno. Nel lavoro sono stati applicati gli strumenti della Pinch Analysis (due famiglie di curve, chiamate Composite Curves e Grand Composite Curve, che equiparano il processo termico ad un unico flusso caldo e un unico flusso freddo a capacità termica variabile) allo studio dell'evoluzione del ciclo di Brayton-Joule verso i cosiddetti "cicli misti" (Figura 1), nei quali il calore disponibile allo scarico della turbina viene utilizzato per riscaldare i pozzi freddi interni al sistema senza l'aggiunta di un ciclo sottoposto.

La Figura 1 riporta, per ciascun ciclo, una nota che riassume le operazioni necessarie all'ottenimento del corrispondente ciclo a partire da quello precedente. Per migliorare i risultati di questa applicazione si è utilizzato anche uno strumento di Secondo Principio (una terza famiglia di curve, chiamate Exergy Composite Curves, che derivano dalle Composite Curves ma riportano in ordinata il fattore di Carnot al posto della temperatura) al fine di quantificare

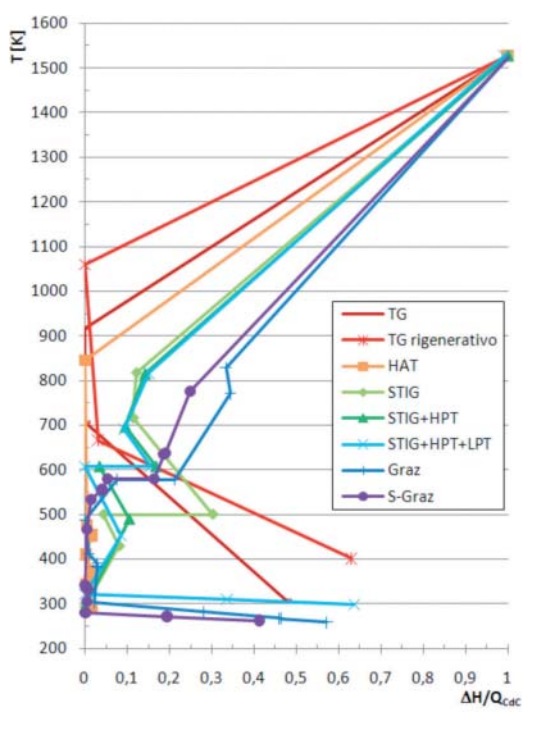


FIGURA 2 - GCC dei processi termici interni ai cicli in Figura 1

l'efficienza exergetica degli scambi rigenerativi. I dati che caratterizzano i cicli di Figura 1 sono stati reperiti in letteratura nell'ipotesi che essi siano relativi a configurazioni ottimizzate. Il principale risultato ottenuto è consistito nel rilevare quantitativamente che cicli con migliore integrazione interna sono caratterizzati anche da prestazioni migliori, e che l'utilizzo della Pinch Analysis può dare notevoli indicazioni su possibili miglioramenti di tali prestazioni. Questo risultato è riassunto in Figura 2 (dove si ripor-

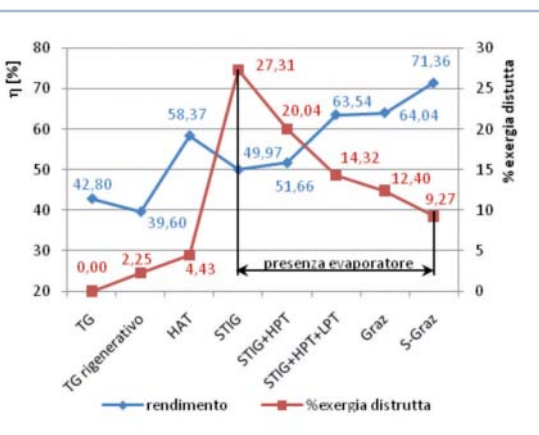


FIGURA 3 - Rendimenti e rapporti percentuali di exergie distrutte rispetto alle exergie perse dai flussi caldi nei processi termici interni ai cicli di Figura 1

tano le GCC dei processi termici interni a tutti i cicli analizzati), e in Figura 3 (dove si riportano, per ciascun ciclo, il rendimento e un parametro indicativo dell'efficienza exergetica negli scambi termici). I risultati ottenuti sono omogenei in termini di temperatura massima di ciclo e normalizzati rispetto al calore richiesto dall'esterno (che corrisponde al calore fornito dal combustibile in camera di combustione). La Pinch Analysis, come detto sopra, richiede che le caratteristiche del processo termico (temperature e capacità termiche dei flussi caldi e freddi) siano note. Qualora non si conoscano tali caratteristiche, ma è nota la configurazione base del sistema, è possibile utilizzare un nuovo metodo, chiamato HEATSEP [2], basato sull'idea di separare la sezione di scambio termico (il processo termico interno) dal resto della struttura del sistema (la configurazione base). Così il problema di sintesi del sistema viene suddiviso in due sottoproblemi: l'ottimizzazione dei parametri della configurazione base (che includono anche tutte le capacità termiche e temperature iniziali e finali dei flussi termici) e la definizione della configurazione della rete di scambiatori che compie gli scambi termici rigenerativi. Questo porta un notevole vantaggio in termini di semplificazione dell'operazione di sintesi; per contro, si trascurano le perdite di carico legate alla rete di scambiatori e il loro impatto sulle prestazioni del sistema. Il metodo HEATSEP è stato applicato a due sistemi derivanti dal ciclo Brayton-Joule: il ciclo ad aria umida HAT [3] alimentato a metano e il ciclo a cattura e sequestro di CO₂ S-Graz [4] alimentato a gas di sintesi proveniente da un impianto di gassificazione di combustibile povero.

Come risultato si è ottenuto un aumento significativo del rendimento rispetto alle configurazioni ottimizzate reperite in letteratura. Tale miglioramento è dovuto all'alto livello di integrazione termica all'interno dei due sistemi, e all'efficienza di tali scambi; efficienza verificata costruendo le CC di Figura 4: le spezzate relative ai flussi caldi e freddi risultano pressoché parallele (i flussi scambiano calore a una differenza di temperatura quasi costante e vicina alla minima ammissibile) per buona parte del tratto interessato dallo scambio rigenerativo.

Un giudizio sulla bontà dello scambio termico può essere dato anche dall'osservazione della GCC: la migliore condizione di scambio termico si ottiene quando i flussi caldi scambiano calore con i flussi freddi ad una differenza di temperatura costante e pari a quella minima per la fattibilità dello scambio. Tale situazione è, infatti, visualizzata graficamente da un tratto di GCC verticale e appoggiato all'asse delle ordinate. Ogni altra posizione della spezzata GCC indica che lo scambio avviene con perdite exergetiche superiori a quelle minime.

Tra le GCC relative ai cicli in Figura 1, le due spezzate che maggiormente si avvicinano alle condizioni di miglior scambio termico nella zona rigenerativa (Figura 2) sono quelle relative al ciclo HAT e del ciclo S-Graz, entrambi ot-

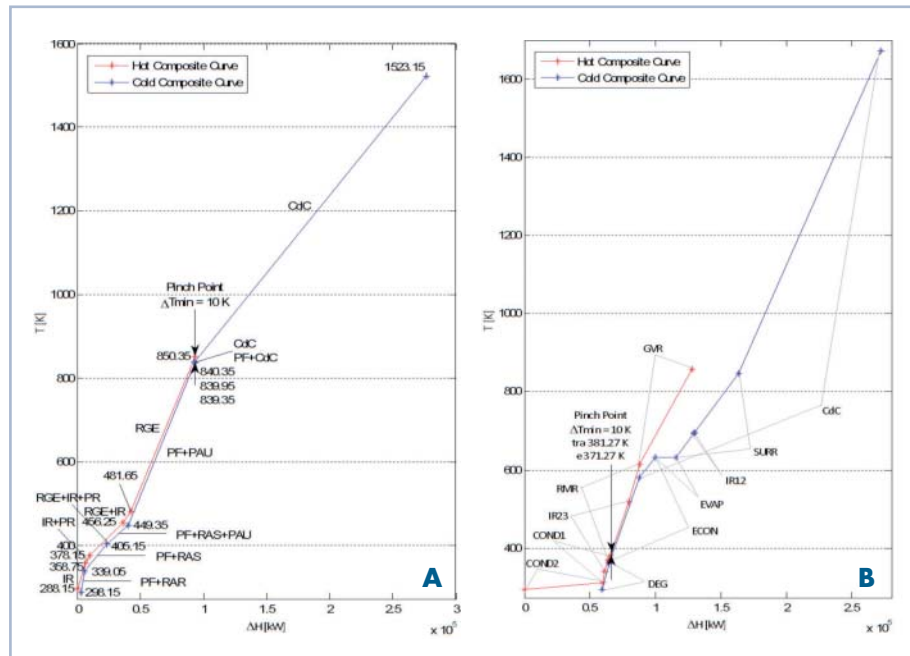


FIGURA 4 - CC dei processi termici interni ai cicli (A) HAT e (B) S-Graz ottimizzati con il metodo HEATSEP

timizzati con il metodo HEATSEP sopra riassunto. In aggiunta ai sistemi precedenti è stato analizzato un impianto reale in cui gli scambi termici interni sono di fondamentale importanza: un ciclo binario alimentato da fluido geotermico. Il sistema a ciclo binario viene scelto quando si vuole sfruttare con buon rendimento una fonte geotermica a bassa entalpia (tipicamente ad acqua dominante, qui chiamata "brine") la cui temperatura è nell'intervallo 100-200 °C. A tal fine si impiega un fluido operativo secondario, differente dalla brine, per evitare problemi di depositi e l'esaurimento della fonte.

Il ciclo compiuto dal fluido operativo secondario è un ciclo Rankine, tipicamente non surriscaldato o con lieve surriscaldamento, in cui la caldaia viene sostituita da un generatore di vapore alimentato da un flusso di brine che, dopo aver ceduto calore al fluido operativo secondario, viene reiniettato nel sottosuolo ad una temperatura di 70 °C per evitare problemi di sedimentazione della silice. Nel caso esaminato la fonte geotermica è a una temperatura di 155 °C e a una pressione di 10 bar.

Il fluido secondario scelto è l'isobutano, in quanto presenta favorevoli caratteristiche nell'intervallo di temperatura considerato: esso ha una temperatura critica (135,92 °C) di poco inferiore alla temperatura di estrazione della brine e presenta una curva limite superiore con pendenza negativa. È quindi possibile operare con un ciclo Rankine a vapore saturo senza incorrere in problemi di erosione dati dalla formazione di liquido negli ultimi stadi della turbina. Inoltre, è possibile valutare la possibilità di inserire uno scambiatore rigenerativo all'uscita della turbina per

sfruttare il calore residuo dell'isobutano gassoso al fine di riscaldare l'isobutano liquido in ingresso al generatore di vapore. Per i cicli binari appena presentati (non rigenerativo e rigenerativo) è stato cercato il valore della pressione massima di ciclo che massimizza il rendimento termico, che è risultato di 34 bar. Si è inoltre valutato il rendimento exergetico e, grazie alla costruzione di CC, GCC e ECC, si è visto che non risulta conveniente inserire lo scambiatore rigenerativo in quanto l'aumento delle perdite di carico e il peggioramento delle condizioni di scambio termico all'interno del generatore di vapore non vengono compensati dall'aumento di potenza prodotta. In Figura 4 si riportano, come grafico riassuntivo dei risultati ottenuti, le GCC degli scambi termici interni ai due cicli binari geotermici analizzati.

Bigliografia

- [1] Linnhoff B., Hindmarsh E., 1983. *The Pinch Design Method for Heat Exchanger Networks*. Chemical Engineering Science 1983; 38(5):745-63.
- [2] Lazzaretto A., Toffolo A., 2008. *A method to separate the problem of heat transfer interactions in the synthesis of thermal systems*. Energy 2008; 33:163-170.
- [3] Rao A, Francuz V, Mulato FJ, Sng B, West EW, Kana J, et al. *A feasibility and assessment study for FT4000 humid air turbine (HAT)*. Final report TR-102156s, EPRI, Palo Alto, CA.
- [4] Sanz W., Jericha H., Moser M. Heitmeir F. *Thermodynamic and economic investigation of an improved Graz cycle power plant for CO₂ capture*, ASME paper GT2004-53722.

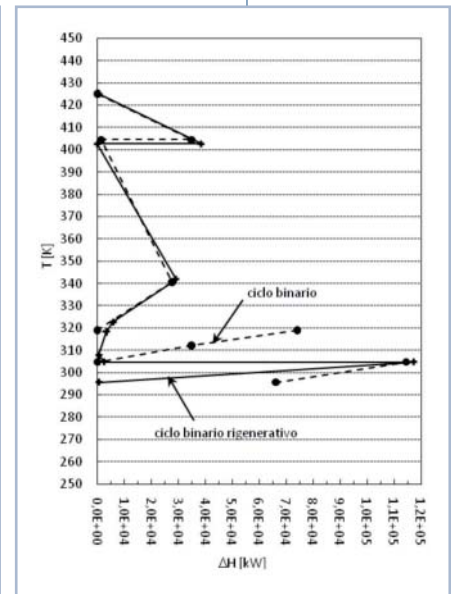


FIGURA 5 - Confronto tra le GCC relative al ciclo binario, in linea tratteggiata, e al ciclo binario rigenerativo, in linea continua