



Ricerca di Sistema elettrico

## Individuazione e selezione di tecnologie e sistemi per la mini/micro co/tri-generazione

A. Baccioli, U. Desideri, P. Di Marco



UNIVERSITÀ DI PISA

## INDIVIDUAZIONE E SELEZIONE DI TECNOLOGIE E SISTEMI PER LA MINI/MICRO CO/TRI-GENERAZIONE

A. Baccioli, U. Desideri, P. Di Marco (DESTEC, Università di Pisa)

Settembre 2016

### Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA  
Piano Annuale di Realizzazione 2015

Area: Efficienza energetica e risparmio di energia negli usi finali elettrici e interazione con altri vettori energetici

Progetto: Utilizzo impianti di conversione di energia di piccola taglia

Obiettivo a.1: Individuazione, selezione e verifica teorico-sperimentale delle tecnologie attualmente mature e/o in fase di sviluppo per la "trasformazione" tra fonti di energia in range di T (50 – 300 °C) e W termica (0-100 kW) ammissibili ai fini del progetto

Responsabile del Progetto: Gino Boccardi, ENEA

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione "Individuazione e selezione di tecnologie e sistemi per la mini/micro co/tri-generazione"

Responsabile scientifico ENEA: Gino Boccardi.

Responsabile scientifico Università di Pisa: Paolo Di Marco

## Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE.....	5
2 DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SVOLTE E RISULTATI.....	5
2.1 DEFINIZIONE DELL'AMBITO DELLO STUDIO.....	5
2.2 INDICATORI DI PRESTAZIONE PER IMPIANTI TRIGENERATIVI.....	5
2.2.1 <i>Indicatori per generazione separata di energia</i> .....	5
2.2.2 <i>Indicatori per sistemi trigenerativi</i> .....	6
2.3 ANALISI TERMODINAMICA DI UN CICLO TRIGENERATIVO.....	9
2.4 DISPOSITIVI DI RAFFREDDAMENTO ATTIVATI TERMICAMENTE.....	10
2.4.1 <i>Chiller ad assorbimento</i> .....	10
2.4.2 <i>Chiller ad adsorbimento</i> .....	12
2.4.3 <i>Desiccant cooling</i> .....	14
2.5 PANORAMICA SUI SISTEMI CCHP ATTUALMENTE IN COMMERCIO.....	15
2.5.1 <i>Introduzione</i> .....	15
2.5.2 <i>Sistemi CCHP: configurazione</i> .....	15
2.5.3 <i>Sistemi CCHP: produzione centralizzata e distribuita di energia</i> .....	16
2.6 SISTEMI CCHP IN COMMERCIO.....	17
2.7 PANORAMICA SUI SISTEMI CCHP ATTUALMENTE IN FASE DI RICERCA E SVILUPPO.....	17
2.7.1 <i>Introduzione</i> .....	17
2.7.2 <i>CCHP ad energia solare</i> .....	17
2.7.3 <i>CCHP "Hunt"</i> .....	18
2.7.4 <i>CCHP "Samkhan"</i> .....	21
2.8 PROSPETTIVE NELL'USO DI SISTEMI CCHP.....	22
3 APPLICAZIONI DEI CICLI ORC AL CASO OGGETTO DI STUDIO.....	22
3.1 CRITERI PER LA SCELTA DEI FLUIDI IN CICLI ORC A BASSA TEMPERATURA.....	22
3.2 ESPANSORI PER CICLI ORC: STATO ATTUALE.....	23
3.2.1 <i>Espansori alternativi</i> .....	24
3.2.2 <i>Espansori scroll</i> .....	24
3.2.3 <i>Espansori a vite</i> .....	24
3.2.4 <i>Dispositivi a vani rotanti</i> .....	24
3.3 ESPANSORI PER CICLI ORC: PROSPETTIVE.....	25
3.3.1 <i>Espansori Wankel</i> .....	25
3.3.2 <i>Gli espansori bifase</i> .....	25
3.3.3 <i>La turbina Tesla</i> .....	26
3.3.4 <i>Analisi comparativa degli espansori innovativi</i> .....	26
3.4 SISTEMI DI TRIGENERAZIONE CON ORC (CCHP-ORC).....	26
4 CONCLUSIONI.....	28
5 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI.....	29
6 ABBREVIAZIONI ED ACRONIMI.....	30
APPENDICE 1 – PRESTAZIONI DI CICLI AD ASSORBIMENTO IN COMMERCIO.....	31
APPENDICE 2 – CURRICULUM SCIENTIFICO DEI MEMBRI DEL GRUPPO DI LAVORO.....	33

## Sommario

Nel presente studio è stata condotta un'analisi delle tecnologie disponibili per la co/trigenerazione nel range di basse potenze (fino a 100 kW termici) e temperature tra 100 °C e 350 °C, analizzando sia le soluzioni tecnologicamente mature che quelle in via di sviluppo.

Nella prima parte del lavoro sono stati definiti i principi fisici, i bilanci termodinamici e gli indicatori di prestazione dei sistemi considerati. Sono state quindi descritte le architetture dei sistemi maturi dal punto di vista commerciale e di alcune soluzioni innovative in corso di ricerca e sviluppo.

Una volta ristretta l'analisi ai sistemi ORC, sono stati descritti i criteri di scelta dei fluidi e le soluzioni tecnologiche per gli espansori a tecnologia tradizionale ed innovativa relativamente al range di potenza considerato, sottolineando in particolare le potenzialità quelli di tipo Wankel o a vite, che sembrano essere i più promettenti nel range di condizioni di lavoro considerato. Sono state inoltre evidenziate le potenzialità degli espansori bifase, che potrebbero migliorare la flessibilità della domanda, sebbene il loro effettivo rendimento isoentropico debba ancora essere accertato.

Sono stati infine riportati alcuni calcoli preliminari che dimostrano come nel range di condizioni oggetto di studio un sistema ORC accoppiato ad un sistema di refrigerazione ad assorbimento possa raggiungere buone prestazioni in termini di potenze, ancorché con un fattore di utilizzazione dell'energia non completamente soddisfacente.

## 1 Introduzione

Per *cogenerazione* (Combined Heat and Power, CHP) si intende la generazione simultanea in un unico processo, ovvero a partire da una medesima fonte energetica primaria) di energia termica ed elettrica e/o di energia meccanica. La *trigenerazione* aggiunge al sistema la possibilità di generare freddo, a scopi di refrigerazione o raffrescamento. I sistemi co/trigenerativi consentono una diminuzione nella domanda di energia primaria, con conseguente riduzione di consumi ed emissioni inquinanti.

La trigenerazione è stata largamente applicata negli ultimi decenni, in particolare a sistemi di dimensione medio grande quali ospedali, aeroporti etc., utilizzando sorgenti termiche a temperatura medio-alta. Nell'ultimo periodo l'interesse è stato rivolto a sviluppi per dimensioni più piccole e sorgenti termiche a temperatura più bassa.

L'attività descritta nel presente rapporto si inquadra all'interno del Progetto D.4 "Utilizzo impianti di conversione di energia di piccola taglia", avente per obiettivo quello di contribuire allo sviluppo e diffusione di impianti di conversione di energia di piccola taglia che utilizzino fonti di energia rinnovabile o cascami termici. Con riferimento all'Obiettivo a.1 "Individuazione, selezione e verifica teorico-sperimentale delle tecnologie attualmente mature e/o in fase di sviluppo per la "trasformazione" tra fonti di energia in range di T (50-300 °C) e W termica (0-100 kW) ammissibili ai fini del progetto", il documento riporta i risultati di una valutazione preliminare di cicli termodinamici e componenti di sistema già sviluppati o in fase di sperimentazione o di proposta per la realizzazione della cogenerazione e tri-generazione su piccola scala a partire da risorse a bassa entalpia, con particolare enfasi sui sistemi di produzione del freddo. Per il conseguimento dell'obbiettivo suddetto, ENEA ha previsto un apposito accordo di collaborazione con l'Università di Pisa e l'elaborazione, da parte del primo attore, di un rapporto tecnico, dal titolo "Studio e valutazione dei cicli teorici/semplificati per la mini/micro co/tri-generazione" (RdS/PAR2015/163). Il presente rapporto e quello citato devono quindi essere considerati complementari l'uno all'altro, con un minimo di sovrapposizione necessario per consentirne la lettura indipendente.

## 2 Descrizione delle attività svolte e risultati

### 2.1 Definizione dell'ambito dello studio

All'interno del vastissimo ambito di tipologie, componenti e prestazioni di impianti trigenerativi, il presente studio restringe il suo ambito alle tecnologie per la trasformazione tra fonti di energia con temperature indicativamente comprese tra 100 °C e 350 °C, e potenza termica fino a 100 kW. In particolare ci si riferisce a tecnologie per la produzione di energia elettrica, di calore e di freddo, comprese le reti di riscaldamento e di raffrescamento. Il range di temperature di sorgente considerato esclude la combustione, e conseguentemente i sistemi a combustione interna, dall'indagine. Viene analizzata un'ampia gamma di soluzioni sia innovative che a tecnologia consolidata, al fine di selezionare le più promettenti su cui focalizzare gli studi successivi.

### 2.2 Indicatori di prestazione per impianti trigenerativi

Si possono definire vari indici di prestazione per un impianto trigenerativo, che forniscono in maniera integrata tra loro informazioni di tipo diverso sulla qualità dell'impianto e sulla sua capacità di sfruttamento dell'energia primaria introdotta (normalmente combustibile). Allo stato attuale, non sembra esistere per la trigenerazione una normativa analoga a quella degli impianti cogenerativi a livello nazionale ed europeo, che fissi in maniera univoca gli indici da adottare e i corrispondenti valori di riferimento.

Alcuni tra gli indici più frequentemente adottati sono definiti di seguito.

#### 2.2.1 Indicatori per generazione separata di energia

**Rendimento elettrico  $\eta_E$ :** è definito come rapporto tra l'energia elettrica netta prodotta e l'energia primaria (calore) introdotta nel sistema, in analogia con quanto definito per i cicli motori:

$$\eta_E = \frac{E_E}{E_{T,I}}$$

**Rendimento termico  $\eta_T$** : è definito come rapporto tra l'energia termica utile prodotta e l'energia primaria introdotta nel sistema:

$$\eta_T = \frac{E_T}{E_{T,I}}$$

**Coefficiente di prestazione  $COP_F$** : è definito come rapporto tra l'energia termica frigorifera e l'energia primaria introdotta nel sistema (che può essere di natura elettrica-meccanica o termica):

$$COP_F = \frac{E_F}{E_I}$$

### 2.2.2 Indicatori per sistemi trigenerativi

Gli indicatori più significativi per la valutazione delle prestazioni energetiche dei sistemi CCHP sono l'Energy Utilization Factor (EUF), l'Exergy Efficiency (EE), il Trigeneration Primary Energy Saving (TPES). A partire da questi è possibile definire un unico indicatore tramite tecniche multiattributo [1] associando ai vari indicatori opportuni pesi in relazione alla loro importanza.

**Energy Utilization Factor** L'indicatore "Energy Utilization Factor" (EUF) di un ciclo termodinamico CCHP è espresso come [2]

$$EUF_{CCHP} = \frac{E_E + E_T + E_C}{E_{T,I}},$$

dove  $E_E$ ,  $E_T$  e  $E_C$  sono le energie (considerate in valore assoluto) rispettivamente elettrica, termica, frigorifera fornita dal ciclo termodinamico all'utenza ed  $E_{T,I}$  è l'energia termica ceduta dalla fonte energetica al ciclo termodinamico <sup>1</sup>.

Nel caso particolare in cui il ciclo termodinamico funzioni come macchina operatrice, assorbendo energia termica ed elettrica dall'esterno e cedendo all'utenza energia termica e/o frigorifera, esso è denominato "Combined Cooling Heating" (CCH), e la determinazione di EUF è eseguita tramite:

$$EUF_{CCH} = \frac{E_T + E_C}{E_{T,I} + E_{E,I}},$$

dove, oltre alle grandezze definite in precedenza,  $E_{E,I}$  è l'energia elettrica fornita dall'esterno al ciclo termodinamico.

L'indicatore di prestazione EUF non consente una valutazione pienamente soddisfacente delle prestazioni energetiche di un ciclo termodinamico di co-trigenerazione, in quanto esso attribuisce il medesimo peso alle differenti forme di energia. Esso assume sempre valore positivo.

**Exergy Utilization Factor** L'indicatore "Exergy Utilization Factor" ( $ExUF_{CCHP}$ ) di un ciclo termodinamico è definita come [2]

$$ExUF_{CCHP} = \frac{E_E + E_T \varphi_T + E_C \varphi_C}{E_{T,I} \varphi_{T,I}},$$

Dove, oltre ai simboli definiti in precedenza,  $\varphi$  rappresenta il fattore di Carnot

$$\varphi = 1 - \frac{T_0}{T_{ms,I}},$$

e  $T_{ms,i}$ , rappresenta la temperatura media di scambio delle varie sorgenti.  $T_0$  rappresenta la temperatura ambiente, che coincide con quella dello stato morto. Bisogna notare che, essendo  $\varphi_C$  negativo, tale è anche

<sup>1</sup> La grandezza  $E_{T,I}$  non include la potenza termica ceduta al sistema CCHP dall'ambiente (ad es. aria, sottosuolo, acqua) oppure ottenuta a seguito di rigenerazione termica interna al sistema CCHP.

il termine a numeratore  $E_C \phi_C$ . Talvolta si include anche il contributo chimico dell'exergia, ed in tal caso al denominatore compare la massa di combustibile bruciato per il suo potere calorifico inferiore ( $m_F$  LHV). In caso di sistema CCH ExUF si modifica in analogia a quanto fatto in precedenza per l'energia

$$ExUF_{CCH} = \frac{E_T \phi_T + E_C \phi_C}{E_{T,I} \phi_{T,I} + E_E}$$

Il limite principale di questo indicatore risiede nel che ai fini del riscaldamento o del raffreddamento ha interesse l'energia termica scambiata nel suo complesso, e non solo la parte di essa convertibile in lavoro. Trascurando questo contributo, non sempre l'effetto dei sistemi di cogenerazione sull'impiego dell'energia può essere valutato correttamente; può verificarsi il caso (per scambi a temperatura molto vicina a quella ambiente) che sia attribuito un valore troppo basso al calore utile e, conseguentemente, una valutazione riduttiva all'opportunità di effettuare la cogenerazione. L'utilità di questo indicatore risiede quindi principalmente nel misurare il grado di irreversibilità presenti nel sistema; tuttavia anche in questo caso bisogna notare che in un sistema co- o trigenerativo fortemente sbilanciato verso le utenze termiche, le irreversibilità nel ciclo motore, aumentando l'aliquota di calore refluo, possono rivestire anche un ruolo positivo.

Tra le irreversibilità interne al sistema sono particolarmente importanti quelle associate agli scambiatori di calore, dove è necessario mantenere una differenza finita di temperatura tra i due fluidi termovettori. Questo fa sì che la temperatura media di scambio a cui il calore refluo viene rilasciato dal ciclo motore si innalzi rispetto a quella delle utenze. La presenza di irreversibilità interne allo scambiatore determina la variazione della potenza elettrica effettiva scambiata  $E_E$  (diminuzione di  $E_E$  nel caso di ciclo motore, aumento di  $E_E$  nel caso di ciclo operatore). Per uno scambiatore che scambia la quantità di calore  $Q$  [3] la suddetta variazione, associata allo scambio termico tra fluidi aventi differenti temperature vale

$$\Delta E_{E,HT} = T_o Q \frac{T_H - T_C}{T_H T_C}$$

e quella associata alle perdite di carico, per ognuno dei due lati dello scambiatore, è

$$\Delta E_{E,RF} = T_o M \frac{(4L/D)(v^2/2)f}{T_i}$$

La temperatura media di scambio si calcola come

$$T_i = T_o \frac{Q}{M(s_{out} - s_{in})},$$

dove

- $M$  = portata in massa del fluido di lavoro [kg/s];
- $S_{out}$  = entropia per unità di massa [J/(kg K)] del fluido di lavoro in uscita;
- $S_{in}$  = entropia per unità di massa [J/(kg K)] del fluido di lavoro in ingresso;
- $L, D$  = rispettivamente lunghezza e diametro idraulico dello scambiatore
- $f$  = coefficiente di attrito (di Darcy);
- $v$  = velocità media di portata del fluido (m/s).

**Trigeneration Primary Energy Saving** L'indicatore "Trigeneration Primary Energy Saving" (TPES) [4] consente di effettuare il confronto tra un sistema CCHP ed un sistema per la produzione separata di energia elettrica, termica e frigorifera (SP). In altre parole, nel sistema SP tale produzione ha luogo separatamente tramite altrettanti dispositivi. Il sistema SP, definito convenzionalmente, rappresenta un riferimento rispetto al quale si valutano le prestazioni del sistema CCHP, a parità di energia elettrica, termica e frigorifera fornite all'utenza. Pertanto, l'indicatore TPES è definito imponendo che i due suddetti sistemi forniscano all'utenza i medesimi valori delle suddette tre potenze (elettrica  $E$ , termica  $T$ , frigorifera  $C$ ) e confrontando le potenze fornite dalla medesima fonte energetica primaria a ciascuno dei due sistemi.

TPES è definito quindi come

$$TPES = 1 - \frac{E_{CCHP}}{\frac{E_E}{\eta_{E,SP}} + \frac{E_T}{\eta_{T,SP}} + \frac{E_C}{COP_{c,SP}}}$$

ove, oltre ai simboli definiti in precedenza

- $\eta_{E,SP}$  = rendimento del processo di conversione separato di produzione di energia elettrica;
- $\eta_{T,SP}$  = rendimento del processo di conversione separato di produzione di energia termica;
- $COP_{c,SP}$  = coefficiente di prestazione del processo di conversione separato di produzione di energia frigorifera;

Nel caso in cui  $TPES > 0$ , il sistema CCHP necessita di una minore energia primaria rispetto al sistema SP, quindi il sistema CCHP è vantaggioso; nel caso in cui  $TPES < 0$ , accade l'opposto. Naturalmente, il valore di TPES è sensibilmente influenzato dai valori che si adottano per le tre figure di merito  $\eta_{E,SP}$ ,  $\eta_{T,SP}$ ,  $COP_{c,SP}$ .

Per ciascuna delle grandezze  $\eta_{E,SP}$ ,  $\eta_{T,SP}$  si considerano i valori di riferimento del D.Lgs 08/02/2007 n° 20 integrato dal D.M. 04/08/2011 e dal D.M. 05/09/2011<sup>2</sup>, ed infine dal Regolamento Delegato UE 2015/2402 della Commissione del 12 ottobre 2015, che rivede ed aggiorna i valori di rendimento di riferimento armonizzati per la produzione separata di energia elettrica e di calore in applicazione delle normative precedenti.

- $\eta_{E,SP}$  dipende dalla tipologia di combustibile e dall'anno di costruzione dell'impianto, e varia nel range 0.53 – 0.195. Nel presente studio si considera energia solare termica ed anno di costruzione 2016, pertanto  $\eta_{E,SP}$  risulta pari a 0.30. Inoltre si rende necessario applicare ad  $\eta_{E,SP}$  i seguenti due fattori di correzione  $f_1$ ,  $f_2$  in accordo alla seguente espressione  $(\eta_{E,SP} + f_1) * f_2$ :
  - a) Il primo fattore di correzione ( $f_1$ ) è associato alla zona climatica in cui viene installato l'impianto di cogenerazione ad alto rendimento. Secondo le normative attuali si adotta solo in caso di combustibili gassosi quindi non trova applicazione in questo ambito, ovvero  $f_1 = 0$ ;
  - b) Il secondo fattore di correzione ( $f_2$ ), associato alle perdite della rete elettrica, dipende dalla tensione della rete medesima (a cui è connesso il sistema CCHP) e dalle aliquote della potenza elettrica (da esso prodotta) immessa in rete e destinata ad autoconsumo. Nel presente studio si assume un sistema CCHP con connessione di media tensione e con potenza elettrica prodotta integralmente consumata in sito, pertanto  $f_2 = 0.891$ .

Nel presente studio risulta quindi che  $(\eta_{E,SP} + f_1) * f_2 = 0.267$ .

- $\eta_{T,SP}$  dipende dall'impiego della fonte energetica primaria (impiego diretto oppure impiego per la produzione di acqua calda o vapore), dall'anno di costruzione dell'impianto e dal tipo di combustibile, e varia attualmente tra 0.92 a 0.67. Nel presente studio si considera l'impiego per la produzione di acqua calda da energia solare termica, pertanto  $\eta_{T,SP}$  risulta pari a 0.92.

Per il terzo parametro  $COP_{c,SP}$  non sembra esistere, allo stato attuale, una normativa consolidata. Nel caso particolare in cui il dispositivo adoperato nel sistema SP per la fornitura di potenza frigorifera all'utenza è una pompa di calore (PdC), si può porre [2].

$$COP_{c,SP} = \eta_{E,SP} EER_{PdC}$$

Nel presente studio  $EER_{PdC}$  è assunto pari a 3.2, valore associato a pompe di calore aria/acqua in accordo al D.M. del 06/08/2009.

Se invece si utilizza un sistema ad assorbimento, il valore di  $EER$  può oscillare tra 0.7 ed 1.3

<sup>2</sup> Il D.M. 04/08/2011 ed il D.M. 05/09/2011 definiscono impianti di cogenerazione (fornitura all'utenza simultaneamente di potenza elettrica e potenza termica) ad alto rendimento qualora l'indicatore PES (espresso dall'Eq.(2.13) in cui si pone  $C = 0$ ) assume valore maggiore di zero oppure maggiore di 0.1 nel caso in cui la potenza elettrica fornita all'utenza è rispettivamente minore di 1 MW oppure maggiore di 1 MW.

Nel caso in cui il ciclo termodinamico di trigenerazione è operatore (ossia il ciclo termodinamico fornisce all'utenza potenza termica e/o potenza frigorifera e nello stesso tempo assorbe potenza termica e potenza elettrica fornite dall'esterno, per cui tale ciclo è denominato "Combined Cooling Heating", CCH) e nel caso particolare in cui il dispositivo, adoperato nel sistema SP per la fornitura di potenza frigorifera all'utenza è una pompa di calore, allora la determinazione del TPES è eseguita tramite

$$TPES_{CCH} = 1 - \frac{E_{CCHP} + \frac{E_E}{\eta_{E,SP}}}{\frac{E_T}{\eta_{T,SP}} + \frac{E_C}{COP_{c,SP}}}$$

### 2.3 Analisi termodinamica di un ciclo trigenerativo

Ai fini dell'analisi termodinamica, si schematizza l'apparato come un sistema chiuso in condizioni stazionarie o quasi stazionarie, nel senso che le variazioni del contenuto energetico del sistema sono trascurabili (vedi Figura 1). Il sistema riceve dalla sorgente calda l'energia termica  $E_{T,I}$  ed eventualmente (in caso di sistemi operatori) anche energia meccanica od elettrica  $E_{E,I}$ ; una parte di tale energia viene convertita in energia meccanica od elettrica  $E_E$ , una parte  $E_T$  viene ceduta sotto forma di energia termica ad una utenza a temperatura superiore a quella ambiente (cogenerazione), una parte  $E_{T,0}$  viene restituita all'ambiente ed infine, attraverso l'impianto frigorifero della macchina, si refrigera una utenza a temperatura inferiore a quella ambiente sottraendogli una energia termica frigorifera  $E_C$ . Le sorgenti sono caratterizzate dalle rispettive temperature medie di scambio  $T_{ms,I}$ ,  $T_{ms,T}$ ,  $T_0$ ,  $T_{ms,C}$ . E' anche possibile, in un caso più generale, che vi siano più sorgenti calde o fredde, ad esempio necessità contemporanea di refrigerazione e congelamento in un'industria alimentare.

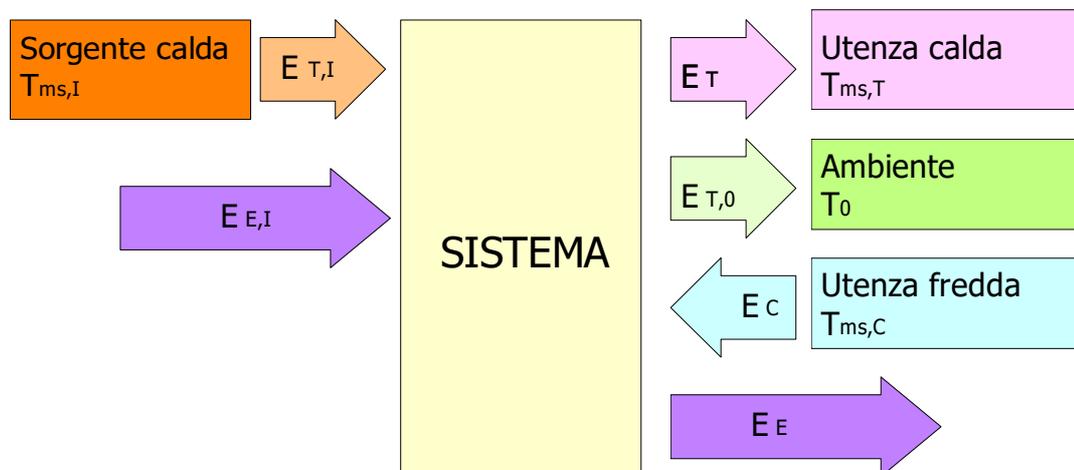


Figura 1. Flussi energetici e temperature di scambio in un sistema CCHP.

Il bilancio di energia si scrive

$$E_{T,I} + E_{E,I} - E_E - E_T + E_C - E_{T,0} = 0,$$

dove le grandezze sono espresse in valore assoluto (pertanto i segni negativi indicano l'energia uscente dal sistema) ed  $E_{T,0}$  è l'energia termica reflua rilasciata all'ambiente.

Il bilancio di entropia contiene solo gli scambi termici ed è dato da

$$\frac{E_{T,I}}{T_{ms,I}} - \frac{E_T}{T_{ms,T}} + \frac{E_C}{T_{ms,C}} - \frac{E_{T,0}}{T_0} + S_{irr} = 0,$$

in cui  $S_{irr}$  è il termine di irreversibilità.

Combinando le due equazioni precedenti ed eliminando  $E_{T0}$  si ottiene il bilancio di exergia (detto anche di disponibilità)

$$E_{T,I}\varphi_I + E_{E,I} - E_E - E_T\varphi_T - E_C\varphi_C - A_{dist} = 0,$$

in cui  $A_{dist}=T_0 S_{irr}$  rappresenta la distruzione di disponibilità dovuta alle irreversibilità e  $\varphi_i$  sono i fattori di Carnot per le varie sorgenti. Bisogna notare che, essendo  $\varphi_C$  negativo, anche il termine collegato all'energia frigorifera rappresenta un input di disponibilità per il sistema. Ponendo  $A_{dist}=0$  (ovvero, se le trasformazioni sono tutte reversibili) e sostituendo nell'espressione di  $EUF_{CCHP}$  si ottiene, come previsto,  $EUF_{CCHP} = 1$ , che rappresenta il fatto che non si ha distruzione di disponibilità (irreversibilità) nel sistema.

## 2.4 Dispositivi di raffreddamento attivati termicamente

Con il termine "dispositivi di raffreddamento attivati termicamente" (Thermally Activated Technologies, TAT) si intendono dispositivi che hanno come fonte di energia in ingresso energia termica al fine di eseguire la fornitura all'utenza di potenza frigorifera e/o termica [5, 6].

I TAT impiegati nei sistemi CCHP sono i chiller ad assorbimento, i chiller ad adsorbimento e, nell'ambito del raffreddamento degli ambienti confinati, il "Desiccant cooling" (ossia "Raffreddamento con sostanze essiccanti").

### 2.4.1 Chiller ad assorbimento

Negli ultimi anni la tecnologia basata sul ciclo frigorifero ad assorbimento sta tornando a diffondersi, poiché essa impiega fluidi non dannosi per l'ambiente, vi è assenza di rumorosità e vibrazioni, modesto consumo elettrico per la movimentazione della pompa di circolazione, esigua manutenzione richiesta per l'assenza di componenti in moto (ad eccezione della pompa), possibilità di impiego di qualunque tipologia di sorgente termica. Tuttavia essa presenta ingombro, peso e costi iniziali elevati.

Nella Figura 2 è rappresentato, a titolo di esempio, lo schema semplificato del ciclo ad assorbimento a singolo effetto in cui il fluido di lavoro è  $H_2O/NH_3$ : il ciclo è articolato nelle fasi che seguono.

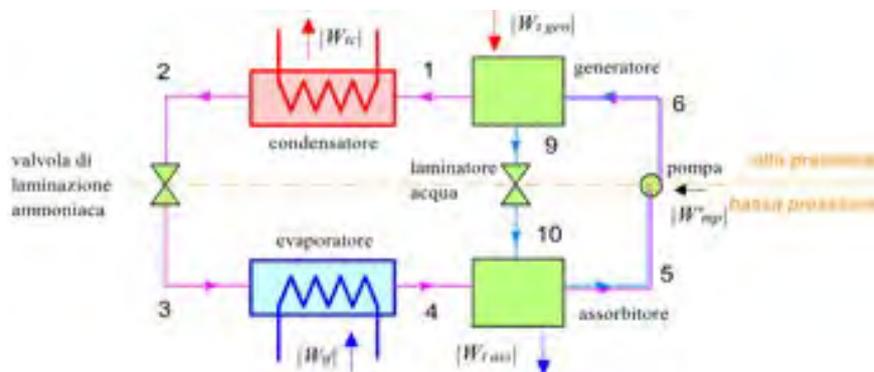


Figura 2. Ciclo ad assorbimento a singolo effetto.

- Trasn. 5–6: La miscela  $H_2O/NH_3$  in fase liquida è pressurizzata nella pompa ed in seguito assorbe dalla fonte energetica potenza termica nel generatore (trasf. 6–1), uscendo nella fase di vapore saturo umido; la miscela  $H_2O/NH_3$  nella fase vapore è ricca in  $NH_3$ , mentre nella fase liquida è ricca in acqua. Per completare la separazione, la miscela nella fase vapore circola nel rettificatore (non rappresentato nella figura): il fluido in uscita da quest'ultimo è costituito esclusivamente da vapore di  $NH_3$ ;
- Trasn. 1–2:  $NH_3$  in fase vapore ad elevata pressione in uscita dal rettificatore (linea fucsia) cede potenza termica nel condensatore all'utenza di potenza termica, uscendo nella fase liquida;
- Trasn. 2-3:  $NH_3$  in fase liquida in uscita dal condensatore (linea fucsia) circola nella valvola di laminazione, da cui fuoriesce nella fase di vapore saturo umido;
- Trasn. 3-4:  $NH_3$  a bassa pressione (linea fucsia) fornisce potenza frigorifera all'utenza nell'evaporatore, uscendo nella fase di vapore saturo secco;

- Trasn. 9–10: Il fluido  $H_2O/NH_3$  (in cui la aliquota di  $NH_3$  è modesta) in fase liquida in uscita dal generatore (linea celeste) circola nella valvola di laminazione, da cui fuoriesce nella medesima fase.
- $NH_3$  nella fase di vapore saturo secco (linea fucsia) a bassa pressione in uscita dall'evaporatore (punto 4) è miscelato nell'assorbitore con il fluido  $H_2O/NH_3$  in uscita dalla valvola di laminazione (punto 10). A seguito di tale miscelazione (esotermica) il fluido  $H_2O/NH_3$  cede potenza termica all'esterno.

Si nota che il ciclo ad assorbimento è costituito dai seguenti due sottosistemi:

- Il primo sottosistema (trasformazioni 1-2-3-4) è costituito dal condensatore, la valvola di laminazione e l'evaporatore, analogamente ad un tradizionale ciclo frigorifero a compressione;
- Il secondo sottosistema (trasformazioni 5-6-9-10) è costituito dal generatore, la valvola di laminazione, l'assorbitore e la pompa di circolazione, e sostituisce il compressore in fase gassosa del ciclo frigorifero tradizionale. Infatti, il fluido di lavoro monocomponente (nel caso in esame  $NH_3$ ) in uscita dall'evaporatore del primo sottosistema nella fase di vapore saturo secco (punto 4) è compresso tramite il secondo sottosistema, uscendo nella medesima fase (punto 1). La potenza meccanica richiesta per la compressione in fase liquida è molto più modesta, e l'apporto exergetico richiesto è fornito dal calore scambiato ad alta temperatura nel generatore.

Il ciclo ad assorbimento può essere adoperato sia per il riscaldamento invernale sia per il raffrescamento estivo di un ambiente confinato, in base all'effetto utile da sfruttare.

I chiller ad assorbimento possono essere a singolo, doppio oppure triplo effetto. Negli ultimi due casi si effettua una rigenerazione interna di potenza termica ottenendo un incremento del COP. Le macchine a effetto multiplo richiedono tuttavia una temperatura della sorgente calda più elevata.

Per quanto riguarda le coppie di fluidi di lavoro, la scelta è limitata da problemi di natura chimico-fisica: in queste macchine, infatti, i fluidi di lavoro, in aggiunta ai requisiti normalmente necessari per tutti i refrigeranti (alta temperatura critica rispetto alla temperatura ambiente, elevata entalpia di evaporazione, andamento favorevole della curva di saturazione liquido aeriforme, per evitare pressioni troppo basse all'evaporatore e troppo alte al condensatore, stabilità chimica, atossicità ed ininfiammabilità), devono anche presentare:

- elevata solubilità del refrigerante nel solvente, senza eccessivi problemi di cristallizzazione;
- stabilità chimica nella coppia;
- entalpia di diluizione modesta rispetto a quella di evaporazione (per ridurre il problema del raffreddamento dell'assorbitore).

Di fatto, non è ancora stato possibile individuare delle coppie di fluidi che possedessero simultaneamente tutti questi requisiti. Oltre alla coppia  $H_2O/NH_3$ , un'altra combinazione di fluidi molto sfruttata commercialmente è  $BrLi/H_2O$  in cui l'acqua è il soluto e circola nel condensatore e nella valvola di laminazione. A differenza del ciclo  $H_2O/NH_3$ , il rettificatore non è presente in quanto la tensione di vapore di  $LiBr$  è molto bassa e in uscita dal generatore il fluido in fase vapore è costituito esclusivamente da acqua. Il fluido  $H_2O/NH_3$  è meno diffuso rispetto al fluido  $BrLi/H_2O$  a causa del minore valore del COP, della tossicità ed infiammabilità dell'ammoniaca e della maggiore complessità del dispositivo, che richiede la rettificazione, tuttavia ha il vantaggio di essere utilizzabile per temperature di raffreddamento al di sotto della temperatura di punto triplo dell'acqua e non presenta problemi di cristallizzazione.

Altre coppie possibili di fluidi sono analizzate da Venegas et al. [7] che hanno esteso l'analisi ad altre coppie di fluidi ( $LiNO_3/NH_3$  e  $NaSCN/NH_3$ ) utilizzati con sorgenti termiche a bassa temperatura (inferiori a  $90\text{ }^\circ\text{C}$ ) in configurazioni a doppio e triplo stadio, operanti sia come frigorifero che come pompa di calore; i risultati sono paragonati con quelli della coppia  $H_2O/NH_3$ . Ne emerge una generale superiorità delle due miscele alternative, che si rivelano in grado di operare con basse temperature al generatore, fino a  $40\text{ }^\circ\text{C}$ . In particolare, la miscela  $NaSCN/NH_3$  si rivela efficiente per temperature all'evaporatore superiori a  $-10\text{ }^\circ\text{C}$ ; per temperature inferiori si può usare  $LiNO_3/NH_3$ , che richiede anche temperature inferiori al generatore. I valori di COP sono inferiori a 0.3. Crepinsek et al. hanno analizzato le prestazioni di ulteriori combinazioni di fluidi, inclusi  $LiNO_3/NH_3$  e  $NaSCN/NH_3$ , monometilammina-acqua, e miscele di fluidi refrigeranti (R22, R32,

R124, R152a, R125, R134a) con DMEU (Dimetilol-etilen-urea), miscele di fluidi organici con trifluoroetanolo-tetraetilenglicol-dimetil etero (TEGDME), trovando prestazioni superiori, ma non significativamente, rispetto alla coppia di riferimento acqua-ammoniaca, e riscontrando un crollo delle prestazioni per temperature del generatore inferiori a 60 °C. Le coppie alternative di fluidi non sembrano per ora aver trovato alcuna adozione nella pratica.

Un parametro di fondamentale importanza per le macchine ad assorbimento da utilizzare in impianti CHP è la temperatura minima della sorgente calda che ne garantisce il funzionamento. Ogni combinazione di fluidi è caratterizzata da una temperatura minima del generatore, generalmente localizzata tra 60 e 80 °C, al di sotto del quale cessa di funzionare. Sotto questo aspetto i cicli BrLi/H<sub>2</sub>O richiedono temperatura minore e presentano quindi un vantaggio. Riduzioni della temperatura al generatore possono essere ottenute anche con i cosiddetti cicli “a mezzo effetto” (half effect) in cui si aggiungono un generatore ed assorbitore intermedi di bassa concentrazione, che consentono di sfruttare meglio le sorgenti a bassissima temperatura, a spese di un abbassamento (quasi un dimezzamento) del COP.

La tabella 1, estratta dai dati forniti dalle ditte costruttrici, sintetizza i valori di tale temperatura per gli impianti attualmente in commercio. Le taglie e prestazioni di impianti commerciali ad assorbimento sono riportati in Appendice 1.

Produttore	Miscela	Temperatura sorg calda °C	Temperatura sorg. Fredda °C	Range potenza frigorifera, kW	COP
Univ. Catalunya	BrLi/H <sub>2</sub> O	75 – 95		3	0.32 – 0.47
BROAD Systema	BrLi/H <sub>2</sub> O	75 - 120	7-12	100-23000	0.74
NISHIYODO Baxter	BrLi/H <sub>2</sub> O	60	3-20	40 - 1800	0.5
THERMAX	BrLi/H <sub>2</sub> O	75 - 110	4.5 - 25	35 – 2300	0.73 – 0.75
YAZAKI Maya	BrLi/H <sub>2</sub> O	75 - 95	5.5. – 12.5	35 – 105	0.7

**Tabella 1. Prestazioni di cicli ad assorbimento in commercio.**

#### 2.4.2 Chiller ad adsorbimento

L’adsorbimento è il processo tramite il quale molecole, atomi oppure ioni appartenenti ad una fase liquida oppure gassosa (denominata adsorbito) subiscono separazione reciproca e formano legami con una specie chimica in fase solida (denominata adsorbente), accumulandosi sulla superficie di quest’ultima. Esistono due tipologie di processi di adsorbimento: adsorbimento fisico (ad es. acqua in gel di silice, acqua in zeolite, metanolo in carbone attivo, ammoniaca in carbone attivo) e adsorbimento chimico (ad es. idrogeno in un idruro metallico, ammoniaca in un cloruro metallico) [5]. I chiller ad adsorbimento possono essere a singolo compartimento (single bed) o a compartimento multiplo. Nel primo caso il sistema fornisce potenza termica e/o frigorifera all’utenza in maniera discontinua nel tempo ed inoltre le sue prestazioni energetiche sono scarse. La fornitura di potenza costante nel tempo e prestazioni energetiche soddisfacenti si ottengono tramite i chiller ad adsorbimento a compartimenti multipli (ad es. doppio), per cui nel seguito si fa riferimento solo a questi ultimi. Nella Figura 3 è rappresentato uno schema del chiller ad adsorbimento a doppio compartimento (double bed), che è costituito da condensatore (ubicato nella parte superiore) ed un evaporatore (ubicato nella parte inferiore), ciascuno dei quali è collegato tramite altrettante valvole a due compartimenti (C1, C2 ubicati nella parte centrale); in ciascuno di tali compartimenti è presente un’opportuna specie chimica in fase solida in grado di adsorbire e deadsorbire un’altra specie chimica in fase liquida o gassosa, detto nel seguito adsorbito, che è il fluido di lavoro del ciclo termodinamico. Il ciclo di lavoro si articola nelle fasi dettagliate nel seguito.

- Pressurizzazione di C1: un fluido termovettore cede potenza termica (tramite uno scambiatore di calore) a C1 ove è ubicato l’adsorbente 1, che è saturo di adsorbito. Durante tale processo C1 è isolato sia dal condensatore sia dall’evaporatore (tramite la chiusura di due valvole). A seguito di tale scambio termico

aumentano sia la temperatura sia la pressione di C1, a causa della liberazione dell'adsorbato e del suo riscaldamento;

- Deadsorbimento isobaro in C1: nell'istante in cui la pressione in C1 raggiunge il valore della pressione di condensazione dell'adsorbato, allora C1 viene collegato con il condensatore tramite l'apertura di una valvola. L'adsorbato, rilasciato in fase gassosa dall'adsorbente 1, giunge nel condensatore ove cede potenza termica (ad un fluido termovettore ivi circolante) passando in fase liquida. Il processo di deadsorbimento in oggetto è isobaro in quanto in C1 il fluido termovettore cede potenza termica e nello stesso tempo l'adsorbato, condensando, cede potenza termica nel condensatore.
- Depressurizzazione dell'adsorbato: l'adsorbato in fase liquida è depressurizzato tramite una valvola di laminazione posta nel circuito idraulico che collega il condensatore all'evaporatore e si trasferisce per gravità in quest'ultimo componente, a pressione ed a temperatura inferiore.
- Depressurizzazione di C2: un fluido termovettore assorbe tramite uno scambiatore di calore la potenza termica ceduta da C2 ove è ubicato l'adsorbente 2, che non è saturo di adsorbato. Durante tale processo C2 è isolato sia dal condensatore sia dall'evaporatore (tramite la chiusura di due valvole). A seguito di tale scambio termico la pressione in C2 diminuisce a causa dell'adsorbimento del fluido di lavoro;
- Adsorbimento isobaro in C2: nell'istante in cui la pressione in C2 raggiunge il valore della pressione di adsorbimento dell'adsorbato allora C2 viene collegato con l'evaporatore tramite l'apertura di una valvola. Contemporaneamente il fluido termovettore cede potenza termica nell'evaporatore all'adsorbato (in fase liquida a bassa pressione), per cui quest'ultimo passa nella fase gassosa e successivamente viene adsorbito dall'adsorbente 2. Il processo di adsorbimento è isobaro in quanto in C2 il fluido termovettore assorbe potenza termica e nello stesso tempo l'adsorbato in fase liquida, evaporando, assorbe potenza termica nell'evaporatore;
- La prima parte del ciclo termina quando l'adsorbente 1 ha rilasciato l'intera quantità di adsorbato (da esso precedentemente adsorbita) e nello stesso tempo l'adsorbente 2 è divenuto saturo di adsorbato. Durante tale fase l'apertura di due valvole collega C1 al condensatore e C2 all'evaporatore. Al termine del ciclo si effettua la chiusura di tali due valvole e nello stesso tempo l'apertura di altre due valvole, pertanto C1 viene collegato all'evaporatore mentre C2 viene collegato al condensatore. In tale modo le trasformazioni si invertono, ossia l'adsorbente 2 subisce un processo di deadsorbimento termico mentre l'adsorbente 1 subisce un processo di adsorbimento termico, realizzando così la continuità del processo, che può essere realizzato anche con un insieme di compartimenti multipli.

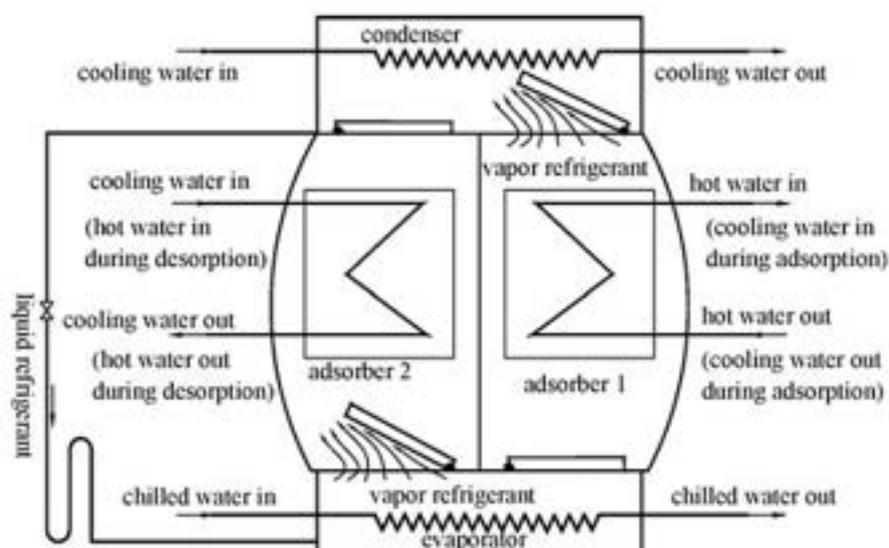


Figura 3. Chiller ad adsorbimento a doppio compartimento [5].

Nei chiller ad adsorbimento si verificano le seguenti condizioni: la potenza elettrica fornita dall'esterno è praticamente nulla (le valvole sono gli unici componenti in movimento), la manutenzione richiesta è esigua,

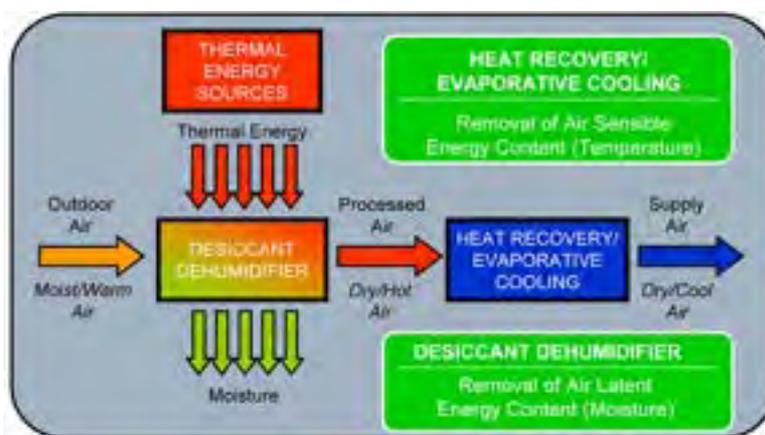
vi è assenza di rumorosità e vibrazioni, la potenza termica scambiata può essere regolata tramite variazione della quantità di specie chimica adsorbente. D'altra parte, i chiller ad adsorbimento in generale hanno valori di COP minori di 0.7, ovvero inferiori rispetto ai chiller ad assorbimento (tipicamente nel range 0.5 ÷ 1.5).

### 2.4.3 Desiccant cooling

Con la tecnologia "Desiccant cooling" [8] si effettua dapprima la deumidificazione e successivamente il raffrescamento dell'aria, proveniente dall'atmosfera, immettendola in un ambiente confinato (Figura 4).

La deumidificazione dell'aria atmosferica è eseguita da opportune specie chimiche in grado di rimuovere il vapore acqueo presente nell'aria, che possono essere sia in fase solida (ad es. gel di silice, zeolite, carbone attivo, ossidi metallici) che in fase liquida. Infatti quando la pressione in corrispondenza della superficie della specie desiccante è inferiore rispetto alla pressione parziale del vapore acqueo presente nell'aria, si determina un'interazione tra le molecole della specie desiccante e le molecole del vapore acqueo, a seguito della quale il vapore acqueo circola dall'aria verso la superficie della specie desiccante. Tale circolazione termina quando la pressione parziale del vapore contenuto nell'aria è pari alla pressione della specie desiccante (situazione d'equilibrio). D'altra parte è necessario effettuare la rimozione del vapore acqueo esistente nella specie desiccante, affinché quest'ultima sia in grado di rimuovere con continuità nel tempo il vapore acqueo presente nella portata di aria. A tale scopo è necessario fornire potenza termica alla specie desiccante. Nel caso in cui il "Desiccant cooling" è impiegato in un sistema CCHP, allora esso rappresenta il sottosistema TS, in accordo alla struttura tipica di un sistema CCHP (Par. 2.5.2), ed è collegato termicamente al sottosistema CHPS, che fornisce la potenza termica al TS in esame.

Il raffrescamento dell'aria è ottenuto a seguito della cessione di potenza termica dall'aria al fluido termovettore del Desiccant cooling (per saturazione adiabatica).



– Figura 4. Desiccant cooling [8].

Dal punto di vista impiantistico, possono essere adottate svariate soluzioni, di differente complessità; nella figura 5 è mostrato, per esempio, lo schema di un sistema di raffrescamento, sviluppato nell'ambito del PAR 2014, Report RdS/PAR/2013/160 e RdS/PAR/2014/230 a cui si rimanda per i dettagli del ciclo, dove il calore necessario al processo è fornito dal sole.

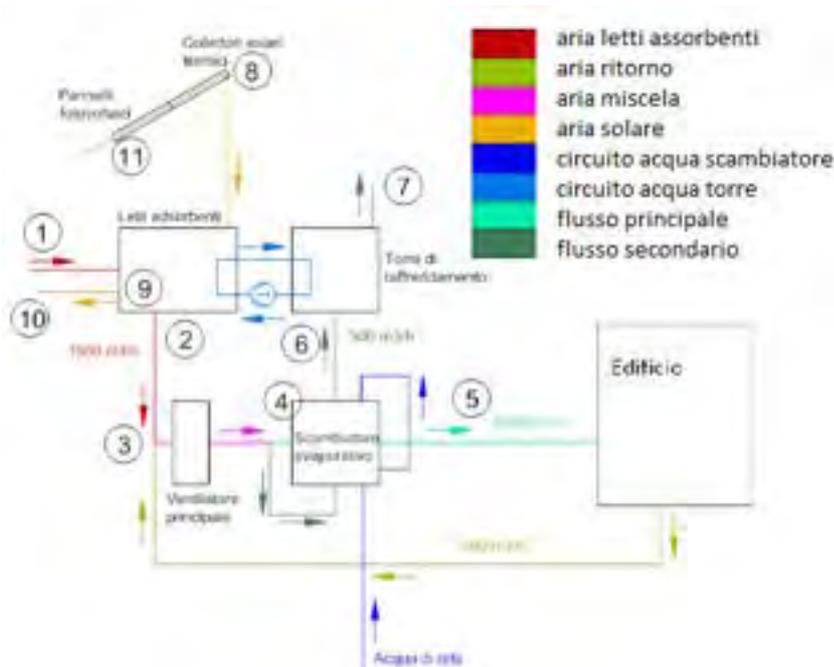


Figura 5. Esempio di ciclo per Desiccant cooling

## 2.5 Panoramica sui sistemi CCHP attualmente in commercio

### 2.5.1 Introduzione

La presente sezione riguarda i sistemi di trigenerazione (“Combined Cooling, Heating Power”, CCHP) attualmente commercializzati. Essa è principalmente tratta da Briola [9].

Si descrive dapprima la configurazione dei sistemi CCHP, in seguito si espongono le principali caratteristiche di tali sistemi per la produzione distribuita di energia. Successivamente vengono descritte le principali configurazioni dei sistemi CCHP disponibili sul mercato, focalizzando l’attenzione sulle tipologie di motore primo e dei dispositivi attivati termicamente impiegati in tali sistemi.

### 2.5.2 Sistemi CCHP: configurazione

Un sistema CCHP può fornire all’utenza potenza termica (ad es. processi industriali, riscaldamento di ambienti confinati, produzione di acqua calda sanitaria) e potenza frigorifera (ad es. processi industriali, raffrescamento di ambienti confinati). Ciascuna di tali utenze è caratterizzata dal valore della potenza richiesta e dalla temperatura di esercizio. La tecnologia CHP è ormai matura in quanto possiede più di cento anni di storia, mentre quella CCHP è relativamente recente in quanto ha iniziato a diffondersi a partire dal 1980 [5]. Nei processi industriali esiste una notevole richiesta di potenza termica in corrispondenza di temperature fino a circa 400 °C, ma la maggiore richiesta si concentra nel range 120 ÷ 160 °C (la potenza termica reflua nei processi industriali è solitamente nel range 50 ÷ 110 °C). La potenza termica nel range di temperatura inferiore (60 ÷ 110 °C) è richiesta in alcuni settori dell’industria manifatturiera e per il riscaldamento di ambienti confinati [10]. Temperature ancora minori, fino anche a 35 °C, sono richieste in applicazioni civili per produzione di acqua calda sanitarie e sistemi di riscaldamento invernale.

La struttura tipica di un generico sistema CCHP è costituita dai seguenti due sottosistemi [11]:

- “Sottosistema di cogenerazione” (Combined Heating Power Subsystem, CHPS) che fornisce all’utenza la potenza elettrica (o meccanica) e la potenza termica adoperando la potenza fornita da una medesima fonte energetica primaria. Esso è a sua volta costituito da un motore primo<sup>3</sup> ed eventualmente da un

<sup>3</sup> Un motore primo è un dispositivo in grado di trasformare la potenza fornita dalla fonte energetica primaria in potenza meccanica. In questo ambito anche la fuel cell è considerata un motore primo sebbene produca potenza elettrica e non meccanica.

generatore di potenza termica: quest'ultimo si fa carico del surplus di potenza termica richiesta dall'utenza ma non prodotta dal motore primo;

- "Sottosistema termico" (Thermal Subsystem, TS) che fornisce all'utenza potenza frigorifera ed eventualmente potenza termica.

I suddetti due sottosistemi CHPS e TS possono essere collegati tra di loro in vari modi, potendosi distinguere le seguenti due situazioni (Figura 6):

- Caso A, CHPS e TS non collegati tra di loro, sì che la medesima fonte energetica primaria (F) è fornita in ingresso sia al CHPS sia al TS; CHPS fornisce all'utenza potenza elettrica (W) e potenza termica (Q) e TS fornisce all'utenza potenza frigorifera (R) ed eventualmente potenza termica (Q);
- CHPS e TS collegati tra di loro; CHPS fornisce (Caso B) potenza elettrica (W), oppure (Caso C) potenza termica (Q) a TS, a seconda della tipologia di quest'ultimo; nel primo caso si parla di "Electrical bottoming cycle" mentre nel secondo caso "Thermal bottoming cycle". In entrambi tali casi la fonte energetica primaria (F) è fornita in ingresso unicamente al CHPS.

Si distinguono poi le seguenti tipologie di sottosistema TS:

- Dispositivo attivato termicamente, in cui la potenza termica in ingresso è fornita dalla fonte energetica primaria (Caso A) oppure da CHPS (Caso C);
- Pompa di calore (PdC), altrimenti denominata "Chiller a compressione" o "Chiller meccanico", in cui il fluido di lavoro è usualmente un fluido organico ed evolve in accordo al ciclo frigorifero a compressione, con la potenza meccanica necessaria per la movimentazione del compressore fornita da un sistema esterno alimentato dalla fonte energetica primaria (in caso di assenza del collegamento tra CHPS e TS) oppure da CHPS (in caso di presenza del collegamento tra CHPS e TS, Caso B).

In un sistema CCHP possono essere presenti anche un sottosistema per lo stoccaggio di energia termica ed uno per lo stoccaggio di energia frigorifera (non rappresentati nella Figura 6) allo scopo di migliorarne le prestazioni in condizioni di domanda variabile nel tempo.

Per completare la panoramica, la potenza termica può essere fornita in ingresso al sottosistema CHPS (ed al sottosistema TS in caso di assenza di collegamento) tramite la fonte energetica primaria oppure tramite cascate termico da processo industriale; ovviamente quest'ultima situazione può verificarsi esclusivamente nel caso in cui la potenza termica residua del processo industriale è disponibile a temperatura idonea a CHPS.

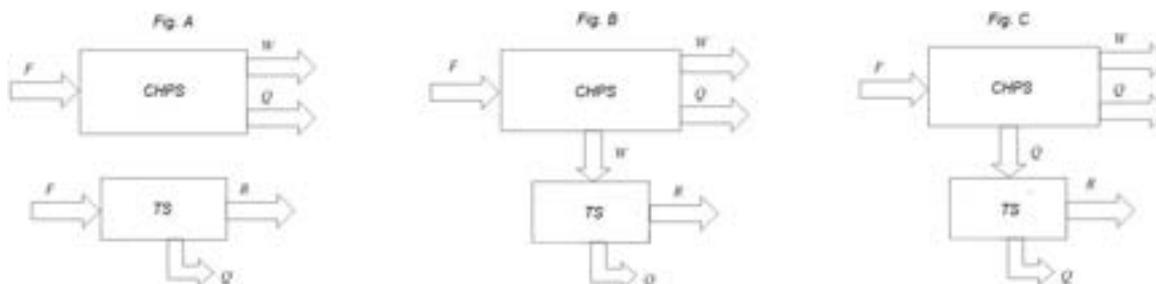


Figura 6. CCHP: Tipologie di collegamento tra CHPS e TS.

### 2.5.3 Sistemi CCHP: produzione centralizzata e distribuita di energia

Si distinguono le seguenti due tipologie di sistemi CCHP:

- Sistemi di trigenerazione per produzione centralizzata di energia (Centralized Combined Cooling Heating Power, CCCHP), che hanno grande taglia, sono presenti sul territorio in poche unità e soddisfano i fabbisogni energetici di numerose utenze dislocate a grandi distanze rispetto ai sistemi stessi;
- Sistemi di trigenerazione per produzione distribuita di energia (Distributed Combined Cooling Heating Power, DCCHP), che hanno taglia relativamente piccola, sono presenti sul territorio in moltissime unità dislocate in prossimità delle utenze delle quali hanno il compito di soddisfare i fabbisogni energetici.

Si sottolinea che il trasporto di energia termica a elevate distanze è molto meno semplice ed economico rispetto a quello dell'energia elettrica.

I sistemi DCCHP possono essere classificati in relazione alla potenza elettrica prodotta [12]: taglia micro (< 20 kW<sub>e</sub>) idonea in ambito residenziale, taglia mini (20 ÷ 500 kW<sub>e</sub>) idonea per supermercati e scuole, taglia piccola (500 ÷ 1 MW<sub>e</sub>) idonea per piccole industrie ed ospedali, taglia media (1 ÷ 10 MW<sub>e</sub>) idonea per piccole e medie applicazioni industriali, taglia grande (> 10 MW<sub>e</sub>) idonea per grandi applicazioni industriali e distretti residenziali e commerciali.

Il concetto di sistema di trigenerazione per la produzione distribuita di energia (DCCHP) può essere generalizzato tramite il concetto di sistema di "poligenerazione" (o "multigenerazione") per la produzione distribuita di energia. Quest'ultimo adopera un'unica fonte energetica primaria al fine di ottenere in uscita diversi vettori fisici, ciascuno dei quali trasporta una diversa forma di energia ossia energia elettrica, energia termica ed energia frigorifera (ciascuna delle ultime due forme di energia può essere fornita in corrispondenza di differenti valori di pressione e/o temperatura). In tale ambito si distinguono i sistemi di quadrigenerazione, pentagenerazione, etc..

## 2.6 Sistemi CCHP in commercio

Le configurazioni tipiche di sistemi CCHP, comunemente disponibili sul mercato, si differenziano oltre che per le possibili variazioni riguardanti la produzione del freddo, sopra descritte, per le tipologie di motore primo usato, che sono identiche a quelle usate nei sistemi CHP, ovvero:

- turbine ed espansori a vapore acqueo ed organico (ciclo Rankine e flash),
- turbine a gas (ciclo Brayton),
- motori alternativi a combustione interna,
- microturbine (ciclo Brayton),
- motori a ciclo Stirling,
- celle a combustibile.

Le prime tre tipologie, essendo tecnologie ormai mature, sono usate nella maggior parte dei sistemi CCHP, invece le ultime tre tipologie sono relativamente poco diffuse in quanto sviluppate negli ultimi decenni [12]. L'analisi qui viene ristretta alle tipologie di motori potenzialmente in grado di funzionare nei range di potenza motrice e di temperatura della sorgente calda oggetto di interesse, ovvero

- turbine ed espansori a vapore acqueo ed organico (ciclo Rankine e flash),
- microturbine (ciclo Brayton)
- motori a ciclo Stirling

## 2.7 Panoramica sui sistemi CCHP attualmente in fase di ricerca e sviluppo

### 2.7.1 Introduzione

Nel presente paragrafo vengono brevemente illustrati i sistemi CCHP in fase di ricerca e sviluppo e non ancora commercializzati, limitando il campo a quelli di interesse nei range di temperatura e potenza oggetto del presente studio.

### 2.7.2 CCHP ad energia solare

Wang e Dai [13] hanno determinato teoricamente (tramite modello matematico specificamente elaborato) le prestazioni di un sistema CCHP attivato tramite energia solare e costituito da una combinazione tra il ciclo Rankine ed il ciclo frigorifero con eiettore (Figura 7):

a) Sottosistema ad energia solare:

- Il primo fluido termovettore (acqua), circolante nel rispettivo circuito chiuso, dapprima assorbe la potenza termica ceduta dai collettori solari ossia concentratori solari di forma parabolica (trasf. 13-14) ed in seguito esso cede potenza termica (trasf. 14-13) al serbatoio "Thermal storage" (usato per lo stoccaggio dell'energia termica) in cui è presente il secondo fluido termovettore (acqua);
- Il secondo fluido termovettore, circolante nel rispettivo circuito chiuso, dapprima assorbe la potenza termica ceduta dal Thermal Storage (trasf. 16-15) ed in caso di insufficienza di quest'ultima esso

assorbe la potenza termica ceduta dallo scambiatore di calore ausiliario "Auxiliary heater" (trasf. 15-15') e poi esso cede potenza termica nel boiler al fluido di lavoro del sistema CCHP (trasf. 15'-16).

b) Sistema CCHP:

- Il fluido di lavoro del sistema CCHP (R123), a seguito della potenza termica ceduta nel boiler dal secondo fluido termovettore del sottosistema ad energia solare (trasf. 1-2), esce dal boiler nella fase di vapore surriscaldato ed in seguito circola nella turbina (trasf. 2-5), dalla quale sono prelevate due aliquote del fluido di lavoro nella fase di vapore surriscaldato (punti 3', 3'') alla medesima pressione;
- La prima aliquota di vapore surriscaldato prelevata dalla turbina (punto 3') dapprima circola nello scambiatore di calore "Heater" ove fornisce potenza termica all'utenza (trasf. 3'-11) ed in seguito circola nel miscelatore "Rigenerator" (punto 11);
- La seconda aliquota di vapore surriscaldato prelevata dalla turbina (punto 3'') rappresenta il fluido primario dell'eiettore mentre il fluido di lavoro del sistema CCHP nella fase di vapore saturo secco in uscita dall'evaporatore (punto 9) rappresenta il fluido secondario del suddetto eiettore. Il vapore surriscaldato in uscita dall'eiettore (punto 4) ed il vapore surriscaldato in uscita dalla turbina (punto 5), aventi la medesima pressione, sono tra di loro miscelati (punto 6);
- Il vapore surriscaldato ottenuto a seguito della miscelazione (punto 6) circola nel condensatore ove fornisce potenza termica all'utenza (trasf. 6-7), uscendo in fase di liquido saturo (punto 7). Quest'ultimo è suddiviso in due aliquote, in particolare la prima aliquota è inviata nella pompa di circolazione "Pump 1" (punto 7'), la seconda aliquota è inviata nella valvola di laminazione (punto 7'');
- La prima aliquota del fluido di lavoro in fase di liquido saturo in uscita dalla pompa di circolazione (punto 10) ed il fluido di lavoro in uscita dallo scambiatore di calore "Heater" (punto 11), aventi la medesima pressione, sono tra di loro miscelati (punto 12);
- Il fluido in fase di liquido saturo, ottenuto a seguito della miscelazione (punto 12), è inviato nella pompa di circolazione "Pump 2" (trasf. 12-1);
- La seconda aliquota del fluido di lavoro in fase di vapore saturo umido in uscita dalla valvola di laminazione (punto 8) circola nell'evaporatore ove fornisce potenza frigorifera all'utenza (trasf. 8-9), uscendo nella fase di vapore saturo secco (punto 9).

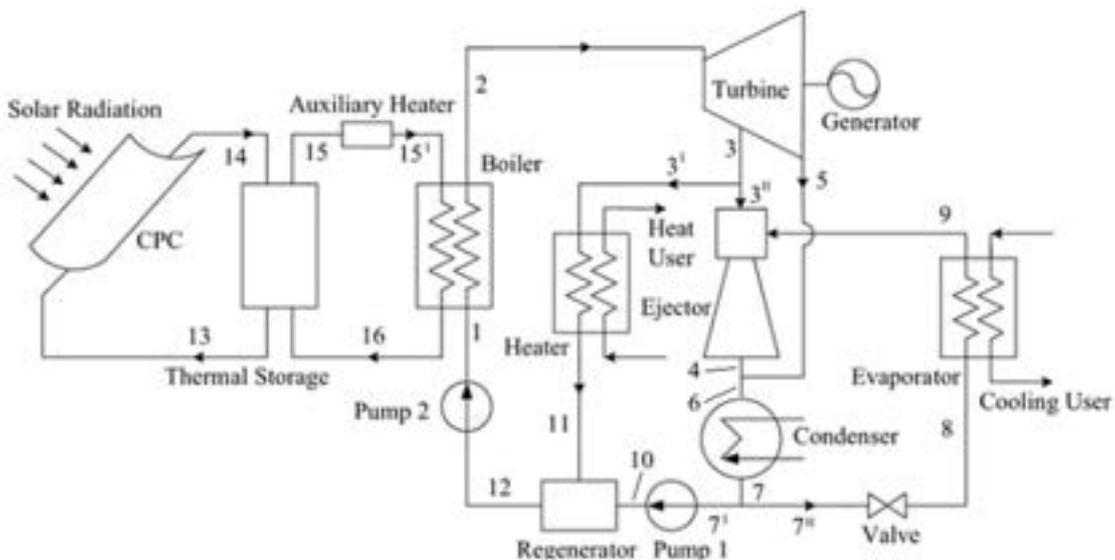


Figura 7. CCHP ad energia solare [13].

2.7.3 CCHP "Hunt"

Nella Figura 8 è rappresentato lo schema del sistema "Hunt" [14]. In particolare, la prima configurazione è destinata alla fornitura all'utenza esclusivamente di potenza elettrica e la seconda configurazione (ottenuta apportando semplici modifiche alla precedente) è destinata alla fornitura all'utenza di potenza elettrica, potenza termica e potenza frigorifera. In entrambe le configurazioni il fluido di lavoro è costituito da una

soluzione (rappresentata di colore viola) di una specie chimica anidra<sup>4</sup> (soluta, rappresentato di colore verde) che nel sistema in esame subisce cambiamenti dalla fase liquida a quella vapore e viceversa, e da acqua (solvente, rappresentato di colore celeste) che si trova sempre in fase liquida:

1) Prima configurazione:

- La soluzione (122), costituita dalla specie anidra disciolta in acqua in fase liquida, a bassa temperatura ed a bassa pressione circola nella pompa di circolazione (150) ove è pressurizzata;
- La soluzione (122) in uscita dalla pompa di circolazione (150) è inviata tramite la tubazione di collegamento (152) nello scambiatore di calore (154) ove assorbe la potenza termica ceduta dalla fonte energetica. La soluzione (156) in uscita, costituita dalla specie anidra disciolta in acqua in fase liquida, si trova a pressione e temperatura elevate;
- La soluzione (156), in uscita dallo scambiatore di calore (154) a pressione e temperatura elevate, circola nel separatore (124), che effettua la rimozione della specie anidra dall'acqua. Pertanto in uscita da tale componente si ottiene la specie anidra in fase vapore (120) ed acqua in fase liquida (116); entrambe tali fasi si trovano a pressione e temperatura elevate.
- Nello scambiatore di calore (114) l'acqua in fase liquida (116) in uscita dal separatore (124), a pressione e temperatura elevate, cede potenza termica alla specie anidra, in fase liquida ad elevata pressione e modesta temperatura (102b), inviata allo scambiatore tramite la tubazione di collegamento (108). Pertanto in uscita si ottiene acqua in fase liquida ad elevata pressione e bassa temperatura (148) e la specie anidra in fase vapore a pressione e temperatura elevate (118).
- La specie anidra in fase vapore (118) in uscita dallo scambiatore (114) è miscelata con la specie anidra in fase vapore (120) in uscita dal separatore (124). Successivamente alla miscelazione la specie anidra in fase vapore a pressione e temperatura elevate circola nel turboalternatore (128) fornendo potenza elettrica all'utenza (130);
- La specie anidra in uscita dal turboalternatore (128) in fase vapore a bassa pressione e temperatura modesta (112) è inviata nel pre-riscaldatore (110) ove cede potenza termica alla specie anidra in fase liquida (102a). In uscita si ottiene che la specie anidra in fase liquida (102b) si trova ad elevata pressione e temperatura modesta ed inoltre la specie anidra in fase vapore (134) si trova a pressione e temperatura basse;
- La specie anidra in uscita dal pre-riscaldatore (110) in fase vapore (134) a pressione e temperatura basse circola nello scambiatore di calore (132), che è del tipo "Shell&Tube" ed è posto all'interno del contenitore (104). D'altra parte la specie anidra in fase liquida a pressione e temperatura basse (102) posta dentro il contenitore (104) circola tramite la valvola di regolazione della portata (138), quest'ultima comandata dall'interruttore (140), nello scambiatore di calore (132). In tale scambiatore la specie anidra in fase vapore (134) cede potenza termica alla specie anidra in fase liquida (102). A seguito di tale scambio termico si ottiene quanto di seguito: a) La specie anidra (134) subisce un processo di condensazione per cui esce in corrispondenza della sezione di uscita (136) in fase liquida a pressione e temperatura basse e quindi è immessa nel contenitore (104); b) La specie anidra (102) subisce un processo di evaporazione per cui esce in corrispondenza della parte superiore di tale scambiatore di calore (132) in fase vapore a bassa pressione e temperatura modesta (143). Una eventuale aliquota di acqua in fase liquida nello scambiatore (132) è inviata tramite la tubazione di collegamento (142) dentro il separatore (124).
- La specie anidra in fase liquida a pressione e temperatura basse (102) in uscita dallo scambiatore di calore (132) a seguito della condensazione è stoccata dentro il contenitore (104). La prima aliquota di tale specie (102) è inviata dentro lo scambiatore di calore (132) tramite la valvola di regolazione della portata (138), la seconda aliquota di tale specie (102) è inviata alla pompa di circolazione (106), in uscita dalla quale tale specie si trova in fase liquida ad elevata pressione e bassa temperatura (102a).
- L'acqua in fase liquida ad elevata pressione e bassa temperatura (148) in uscita dallo scambiatore di calore (114) circola nella valvola di laminazione (158) ed in seguito è inviata nell'assorbitore (146). D'altra parte la specie anidra in fase vapore a pressione e temperatura basse (143) in uscita dallo

---

<sup>4</sup> Una specie chimica anidra non contiene acqua (ad es. ammoniaca, bromuro di litio, anidride carbonica).

scambiatore di calore (132) è inviata nel suddetto assorbitore (146) ove tale specie anidra passa in soluzione nell'acqua. Pertanto in uscita si ottiene la soluzione (122), che è costituita dalla specie anidra disciolta in acqua in fase liquida e si trova a pressione e temperatura basse.

2) La seconda configurazione si ottiene dalla prima configurazione tramite le seguenti modifiche: a) L'acqua (116) in uscita dal separatore (124) circola nello scambiatore di calore (114) ove fornisce potenza termica integralmente all'esterno; b) La specie anidra (112) in uscita dal turboalternatore (128) circola nello scambiatore di calore (110) ove fornisce potenza termica integralmente all'esterno. La potenza termica ceduta dal sistema nei suddetti due scambiatori di calore può essere fornita all'utenza e/o ad un dispositivo attivato termicamente per la fornitura di potenza frigorifera all'utenza.

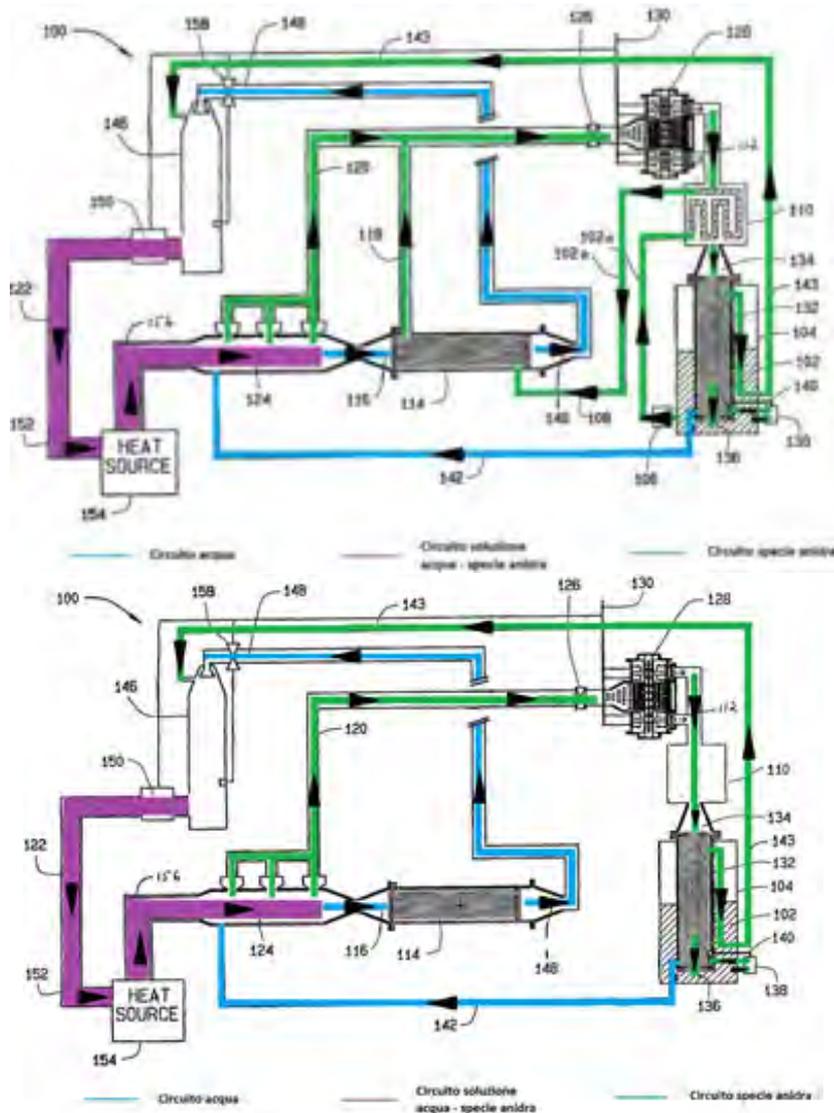


Figura 8. Sistema "Hunt": due configurazioni [14].

Il sistema "Hunt" presenta i vantaggi di seguito descritti:

- Rendimento del sistema maggiore rispetto a quello dei sistemi CCHP tradizionali;
- Possibilità di adoperare una fonte energetica a temperatura non eccessivamente elevata, la quale deve essere tale da consentire la rimozione del soluto in fase vapore rispetto al solvente in fase liquida nel separatore (124). Al contrario se la temperatura della fonte energetica fosse inferiore rispetto ad un opportuno valore minimo (dipendente dalla tipologia del solvente e del soluto (indicativamente essa è circa pari a 85 °C) allora tale rimozione non potrebbe avere luogo.

#### 2.7.4 CCHP “Samkhan”

Nella Figura 9 sono rappresentati il diagramma della pressione in funzione della temperatura e lo schema del processo del sistema CCHP “Samkhan” [15], in cui il fluido di lavoro è una soluzione (rappresentata di colore viola) costituita da una specie chimica refrigerante (soluto, rappresentato di colore celeste) e da un solvente (rappresentato di colore verde):

- La soluzione (costituita dalla specie chimica refrigerante disciolta nel solvente) ad elevata pressione (punto 1) circola nello scambiatore di calore SC1 (trasf. 1-2) ove assorbe a pressione costante la potenza termica ceduta dalla fonte energetica, con conseguente incremento della temperatura. A seguito di tale scambio termico ha luogo la rimozione quasi integrale dalla soluzione del refrigerante in fase vapore, pertanto in uscita da SC1 (punto 2) si ottiene un sistema bifase costituito dal refrigerante in fase vapore e dalla soluzione costituita quasi esclusivamente dal solvente.
- Il sistema in uscita dallo scambiatore (SC1), costituito dal refrigerante in fase vapore e dal solvente in fase liquida, a pressione e temperatura elevate (punto 2) circola nel separatore gas-liquido (S) ove avviene la separazione del refrigerante (punto 2'') rispetto al solvente (punto 2') a pressione e temperatura costanti. Il refrigerante è in seguito suddiviso in due aliquote, inviate nei sottosistemi (A, B).
- Il solvente in fase liquida in uscita dal separatore gas-liquido (S), a pressione e temperatura elevate (punto 2'), subisce due processi in sequenza (trasf. 2'-3):
  - a) Nel recuperatore di calore (R1) il suddetto solvente cede potenza termica (a pressione costante) alla soluzione (costituita dal refrigerante e dal solvente);
  - b) Nello scambiatore di calore (SC2) il suddetto solvente cede potenza termica (a pressione costante) all'utenza, uscendo in fase liquida a pressione elevata e temperatura bassa (punto 3).
- La prima aliquota del refrigerante, in uscita dal separatore (S) in fase vapore a pressione e temperatura elevate (punto 2''), circola nel sottosistema B ove cede potenza termica (a pressione costante) all'utenza nel condensatore (C). A seguito di tale scambio termico (trasf. 2''-5) la prima aliquota del refrigerante è soggetta a condensazione isobara, uscendo da C in fase liquida ad elevata pressione ed a bassa temperatura (punto 5);
- La prima aliquota del refrigerante, in uscita dal condensatore circola nella valvola di laminazione (V1) ove si ha luogo una diminuzione di pressione e temperatura (trasf. 5-6).
- La prima aliquota del refrigerante, in uscita dalla valvola di laminazione (V1) in fase liquida (punto 6), circola nell'evaporatore (E) ove fornisce potenza frigorifera all'utenza, uscendo nella fase di vapore saturo secco o vapore saturo umido (trasf. 6-7, isobara ed isoterma).
- La seconda aliquota del refrigerante, in uscita dal separatore (S) in fase vapore a pressione e temperatura elevate (punto 2''), circola nella turbina (T, trasf. 2''-7), uscendo nel medesimo stato termodinamico della prima aliquota del refrigerante in uscita dall'evaporatore (punto 7).
- Il solvente in fase liquida in uscita da SC2 a pressione elevata e temperatura bassa (punto 3) è inviato nell'eiettore liquido – vapore (M) insieme alle due suddette aliquote del refrigerante, la prima delle quali in uscita dall'evaporatore (E) e la seconda delle quali in uscita dalla turbina (T). Nell'eiettore (M) il solvente rappresenta il fluido primario e le due aliquote del refrigerante rappresentano il fluido secondario, pertanto la soluzione (costituita dal refrigerante disciolto nel solvente) in uscita dall'eiettore (M) si trova a pressione e temperatura intermedie rispetto alle omologhe grandezze dei fluidi primario e secondario in ingresso nell'eiettore medesimo (punto 4).
- La soluzione costituita da refrigerante e da solvente in uscita dall'eiettore (punto 4) dapprima circola nella pompa di circolazione (P) e poi assorbe la potenza termica ceduta dal solvente nel recuperatore di calore (R1), uscendo a pressione e temperatura elevate (punto 1).

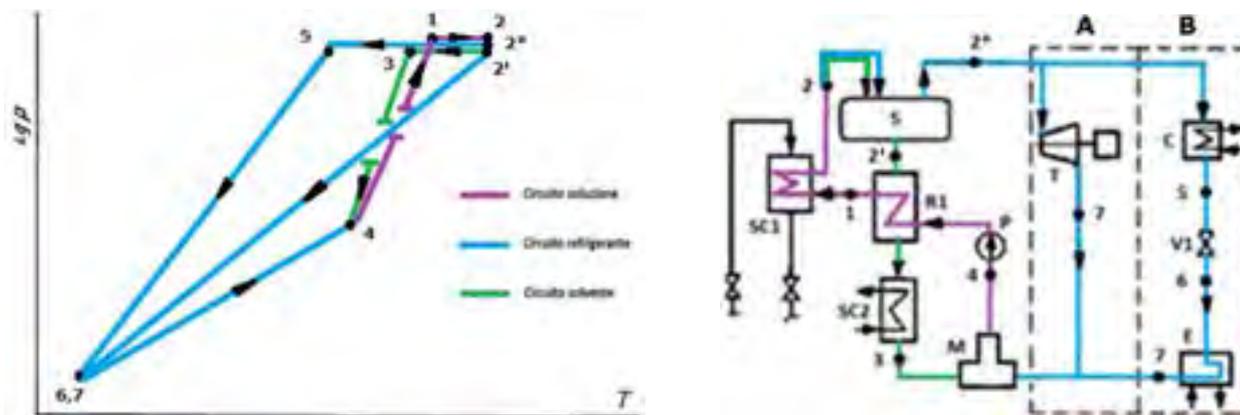


Figura 9. CCHP "Samkhan" [15].

Una soluzione idonea al sistema CCHP "Samkhan" è costituita da refrigerante bicomponente (ad es.  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ ) e solvente bicomponente (ad es. costituito da freon R22 e  $\text{CH}_3(\text{OCH}_2\text{CH}_2)_4\text{OCH}_3$ ).

Il sistema CCHP "Samkhan" consente di ottenere i seguenti vantaggi:

- COP associato al condizionamento di ambienti confinati maggiore di un fattore pari a 1.5 rispetto al COP degli omologhi dispositivi tradizionali;
- Possibilità di adoperare una qualunque fonte energetica avente temperatura minima compresa nel range  $50 \div 60$  °C al fine di eseguire la fornitura di potenza elettrica all'utenza, a differenza dei cicli termodinamici Rankine e Kalina in cui la temperatura minima della fonte energetica, idonea per la fornitura redditizia di potenza elettrica all'utenza, deve essere compresa nel range  $100 \div 120$  °C.

### 2.8 Prospettive nell'uso di sistemi CCHP

Una serie di analisi disponibili in letteratura evidenziano la convenienza dei cicli ORC e flash per le applicazioni oggetto del presente studio. Una valutazione quantitativa delle prestazioni risulta difficoltosa in quanto, specialmente nelle applicazioni civili, la domanda può variare su base oraria, giornaliera e stagionale, forzando l'impianto ad operare in configurazioni lontane da quella ottimale di progetto. L'uso di sistemi di accumulo termico (caldo e freddo) migliora la situazione, smorzando i transitori, ma richiede investimenti ulteriori. Quindi, come evidenziato anche da Chicco e Mancarella [11], i valori degli indicatori sono influenzati dai profili giornalieri della domanda di potenza elettrica, termica e frigorifera, e non è possibile trovare una soluzione ottimale valida in tutte le situazioni. In particolare, Chicco e Mancarella propongono differenti scenari per la valutazione dei parametri del ciclo.

## 3 Applicazioni dei cicli ORC al caso oggetto di studio

### 3.1 Criteri per la scelta dei fluidi in cicli ORC a bassa temperatura

In relazione alla pendenza della curva del vapore saturo secco nel diagramma T-S si distinguono le seguenti tre tipologie di fluidi termodinamici (Figura 10, ove tale curva è di colore rosso):

- Fluido umido (wet), per il quale la curva del vapore saturo secco è decrescente all'aumentare dell'entropia, ossia la pendenza di tale curva (grandezza  $dT/dS$ ) ha segno negativo (es. acqua);
- Fluido secco (dry), per il quale la curva del vapore saturo secco è crescente all'aumentare dell'entropia, ossia la pendenza di tale curva (grandezza  $dT/dS$ ) ha segno positivo (es. pentano);
- Fluido isotropico, per il quale la curva del vapore saturo secco è quasi verticale (es. R11), ossia la suddetta pendenza assume valore infinito.

In accordo con tale classificazione si definisce la grandezza  $\xi$ , pari all'inverso della pendenza della curva del vapore saturo secco, ossia  $\xi \equiv dS/dT$ , per cui un fluido è denominato "wet", "dry" oppure "isotropico" nel caso in cui rispettivamente  $\xi < 0$ ,  $\xi > 0$ ,  $\xi = 0$ . Il valore di tale grandezza deve essere determinato conoscendo i valori di temperatura e di entropia nel diagramma T-S. In mancanza di tali valori,  $\xi$  può essere determinato approssimativamente adoperando una opportuna equazione empirica.

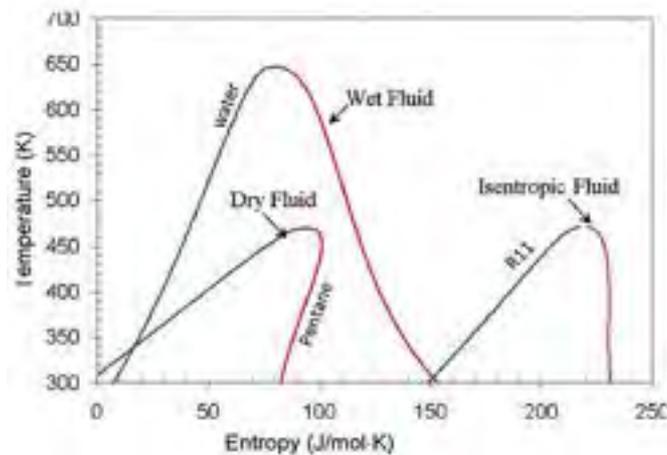


Figura 10 Fluidi termodinamici: pendenza della curva del vapore saturo secco [16].

Nel presente paragrafo si descrivono alcuni aspetti significativi per la scelta dei fluidi termodinamici idonei ai cicli Rankine; la scelta del fluido opportuno è il risultato di un compromesso tra di essi:

- 1) La configurazione della curva del vapore saturo secco e la conseguente classificazione di un fluido nelle tipologie “dry”, “wet” oppure “isoentropico” influenza lo stato termodinamico in uscita dalla turbina nel ciclo Rankine. In particolare un fluido “dry” o “isoentropico” è nella fase di vapore surriscaldato anche in corrispondenza di bassi valori di temperatura e pressione in uscita dalla turbina. Pertanto, si evita la formazione di frazioni liquide, che possono determinare un peggioramento delle prestazioni della turbina oppure addirittura provocare danni alla sua palettatura. Inoltre, in tale situazione il fluido di lavoro deve necessariamente cedere potenza termica sensibile nello scambiatore di calore ubicato a valle della turbina al fine di determinare la trasformazione dalla fase di vapore surriscaldato a quella di vapore saturo secco (tale potenza termica può essere utilizzata per la rigenerazione termica del medesimo fluido di lavoro in uscita dalla pompa di circolazione a monte del generatore di vapore o per la cogenerazione). D'altra parte, un fluido “wet” è nella regione bifase in corrispondenza di bassi valori di temperatura e pressione in uscita dalla turbina; in tale situazione al fine di rendere modesta la aliquota di fase liquida è necessario che l'entalpia in ingresso nella turbina sia sufficientemente elevata, ovvero si richiede un certo grado di surriscaldamento. Se ne conclude che in un ciclo Rankine è opportuno impiegare un fluido “dry” piuttosto che un fluido “wet”;
- 2) All'aumentare della densità diminuiscono gli ingombri della turbina, a parità di altre condizioni;
- 3) La temperatura di solidificazione deve essere inferiore alla minima temperatura di esercizio del ciclo Rankine;
- 4) All'aumentare della pressione massima e/o al diminuire della pressione minima del ciclo Rankine si determina un aumento dei costi di esercizio;

La temperatura massima del ciclo Rankine non deve comportare deterioramento e/o decomposizione del fluido di lavoro, inoltre quest'ultimo non deve determinare corrosione nei riguardi dei materiali con cui è a contatto.

### 3.2 Espansori per cicli ORC: stato attuale

In funzione delle dimensioni del sistema, nei cicli ORC si possono utilizzare sia espansori dinamici che volumetrici. I fattori che influenzano la scelta sono la potenza, il titolo del vapore in uscita, la portata volumetrica, la temperatura e la pressione in ingresso, il tipo di fluido, la necessità di lubrificazione e i costi. Gli espansori volumetrici sono più adatti per bassi valori di potenza (fino a 1 MW); in particolare, al crescere della potenza si possono considerare dapprima espansori scroll, alternativi (fino a 100 kW) e in seguito espansori a vite. Altri espansori volumetrici in fase di studio sono quelli “rotary vane”, come quello derivato dal motore Wankel attualmente in fase di sperimentazione al DESTEC.

Gli espansori volumetrici sono soggetti a differenti categorie di perdite, tra cui in particolare: quelle dovute alla sottoespansione, per laminazione nelle valvole e condotti di ammissione, per scambio termico con l'esterno, per bypass (shortcut) tra valvole di ammissione e di scarico, per ricompressione, e infine perdite

meccaniche per attrito sulle tenute e azionamento delle valvole (ove previste). Le principali tipologie vengono brevemente descritte nel seguito.

Nella scelta di un espansore bisogna tenere in conto diversi criteri, tra cui in particolare la potenza, il rapporto di espansione di pressione e volume, il rendimento isoentropico, la necessità di lubrificazione e naturalmente i costi. Le turbine centripete raggiungono i valori più alti di rendimento isoentropico ( $>0.85$ ) e di velocità di rotazione (anche oltre 100000 rpm, nel caso delle micro-turbine). Gli espansori volumetrici hanno velocità molto più basse (minori di 5000 rpm per espansori alternativi e scroll e fino a 20000 per espansori a vite). Le turbine possono gestire maggiori portate in volume, maggiori potenze, e maggiori rapporti di espansione volumetrici; all'altro estremo, gli espansori a vite sono adatti per bassi valori di tali parametri. Le turbine presentano anche i maggiori costi di fabbricazione. La necessità di lubrificazione di alcune tipologie di espansori volumetrici può portare a contaminazione del fluido di lavoro, mentre la sua assenza richiede una maggiore accuratezza delle lavorazioni meccaniche, volte a ridurre l'entità dei giochi e quindi dei trafilamenti che comportano un incremento dei costi della macchina.

### 3.2.1 Espansori alternativi

Gli espansori alternativi sono tra i più usati nei sistemi ORC, possono essere a singolo o multiplo stadio e, in alcuni casi, è possibile variare il ciclo di espansione agendo sulle valvole di ammissione e scarico. E' richiesto un bilanciamento delle forze inerziali alternate primarie e secondarie, il che ne limita la velocità massima. Le perdite meccaniche sono più alte rispetto agli altri dispositivi principalmente a causa delle tenute striscianti, tanto che può rendersi necessaria anche la lubrificazione. Altri difetti degli espansori rotativi sono la pulsazione della coppia motrice e l'elevato numero di parti (e relative masse) in movimento. I punti a loro favore sono la facile regolazione e l'elevato rapporto di espansione ottenibile.

### 3.2.2 Espansori scroll

Gli espansori di tipo scroll sono costituiti da una parte fissa ed una mobile recanti due condotti a spirale, che nel moto relativo creano una serie di camere mobili di volume crescente, che trasferiscono il fluido dall'ingresso all'uscita. La geometria dei condotti è notevolmente complessa. Questi dispositivi sono stati sviluppati originariamente come compressori e solo in tempi relativamente recenti si è cominciato ad utilizzarli come espansori. Il dispositivo è sprovvisto di valvole e l'apertura dei condotti di ammissione e di scarico è dovuta al movimento dello scroll. L'assenza di valvole fa sì che il rapporto di espansione sia fisso ed inalterabile (fino ad un massimo di circa 4), il che crea problemi di sottoespansione o sovraespansione. La bassa velocità del fluido fa sì che la presenza di condensato non costituisca un problema. Si distinguono due tipologie principali, compliant and kinematically constrained; la prima richiede lubrificazione per limitare l'usura, nella seconda non c'è contatto diretto e si adottano tenute per eliminare i trafilaggi radiali. In generale, le perdite per attrito sono limitate ma i trafilaggi interni sono elevati.

### 3.2.3 Espansori a vite

Gli espansori a vite presentano un ampio campo di utilizzo, e si possono distinguere nelle tipologie a doppia vite e a vite singola. Nel tipo a doppia vite ci sono due rotori, maschio e femmina, dotati di lobi elicoidali. Nel moto si forma una camera a tenuta tra i due lobi rotanti e la cassa esterna, il cui volume cresce col progredire dello spostamento dall'ingresso all'uscita, cosicché si determina l'espansione del fluido racchiuso nella camera. Quando il volume raggiunge un massimo, il fluido inizia ad essere scaricato. Il progredire della rotazione porta ad un incremento del volume che causa lo scarico del fluido a pressione circa costante. Il ciclo si compie in due rotazioni complete del rotore maschio. Questo dispositivo presenta numerosi vantaggi: le forze di contatto, e quindi gli attriti, sono basse e la lunghezza della linea di contatto decresce all'aumentare della pressione, il che limita le perdite. Non sono necessarie tenute tra i rotori ma solo sugli alberi esterni. La macchina può essere lubrificata o meno; quella non lubrificata richiede lavorazioni più accurate ed ha maggiori trafilaggi e maggiore velocità di rotazione. In alcuni casi, il mescolamento del fluido di lavoro con il lubrificante può costituire un problema.

### 3.2.4 Dispositivi a vani rotanti

I dispositivi a vani rotanti hanno generalmente una struttura più semplice dei precedenti dispositivi, richiedono lavorazioni meno accurate e hanno quindi costi minori. Hanno una buona tolleranza per la

formazione di condensa, coppia allo spunto non nulla e una curva caratteristica relativamente piatta. Il rapporto di espansione può raggiungere il valore di 10. I trafilaggi tra i vani possono essere significativi.

### 3.3 Espansori per cicli ORC: prospettive

Le classiche turbine hanno generalmente taglia troppo grande per poter trovare applicazione negli impianti ORC. Gli espansori volumetrici sopra esposti sono stati largamente adottati e modellati numericamente.

#### 3.3.1 Espansori Wankel

Un dispositivo volumetrico innovativo promettente è quello derivante dal motore Wankel, studiato già alcuni decenni fa [17, 18, 19] (e attualmente in fase di studio al DESTEC (Antonelli et al., [20]). La geometria di questo espansore è analoga a quella del motore Wankel: il sistema è costituito da una cassa di forma caratteristica, all'interno della quale ruota un rotore eccentrico trilobato. Nel moto si generano tre camere di volume variabile, e crescente, che conducono il fluido dall'ammissione allo scarico; ogni camera compie due cicli durante un giro. A causa della cinematica del sistema il rotore gira ad un terzo della velocità dell'albero, cosicché la potenza prodotta è il doppio di quella di una macchina alternativa a singolo stadio di uguale rapporto di espansione. L'estensione delle superfici di tenuta striscianti è minore, con conseguente riduzione dell'attrito. Rispetto ai dispositivi a scroll o a vite c'è il vantaggio di poter regolare il dispositivo agendo sui tempi di apertura delle valvole. Nel corso degli studi sperimentali su tale motore, sono state apportate alcune modifiche: le camere di combustione sullo statore sono state eliminate, le tenute ad alta temperatura rimpiazzate con guarnizioni di teflon. Le valvole di ammissione e scarico sono valvole rotanti condotte da un sistema di pulegge. È stato anche elaborato un modello numerico che ha consentito di valutare le prestazioni con fluidi organici (Antonelli et al., [20, 21, 22]).

#### 3.3.2 Gli espansori bifase

Negli espansori bifase l'espansione del fluido avviene nella regione di saturazione del fluido, quindi all'interno della macchina si ha coesistenza delle fasi liquido e vapore. Analogamente agli altri espansori, gli espansori bifase possono essere distinti nelle due categorie che seguono.

- 1) Espansori bifase "volumetrici" ("displacement"): il fluido si muove dentro camere, realizzate dalle parti mobili della macchina, aventi volume variabile ciclicamente ed interagisce con queste ultime principalmente tramite forze statiche di pressione. Pertanto l'energia cinetica posseduta del fluido è quella strettamente sufficiente a determinare l'ingresso e l'uscita del fluido attraverso la macchina, ossia è trascurabile rispetto all'energia meccanica da esso scambiata con le parti mobili. A tale categoria appartengono gli espansori bifase a singola o doppia vite, scroll, rotativo a palette ("rotary vane"), alternativo a pistoni ("reciprocating piston"), rotativo a pistoni ("rolling piston").
- 2) Espansori bifase "dinamici" o "turbomacchine": il fluido interagisce con le parti mobili della macchina tramite variazione della sua quantità di moto, pertanto l'energia cinetica del fluido è essenziale ai fini del suo scambio energetico con le parti mobili. Conseguentemente, la sua velocità è largamente superiore rispetto a quella in una macchina volumetrica, aspetto che può risultare problematico quando una rilevante parte del fluido di lavoro è trascinato allo stato liquido. Gli espansori bifase "dinamici" sono classificati, come le tradizionali turbomacchine monofase, in turbine ad azione, reazione e miste e, in maniera indipendente dalla prima classificazione in turbine radiali (centripete o centrifughe), assiali e miste.

Un'ampia rassegna sulle applicazioni degli espansori bifase è stata condotta da Briola et al. [23, 9]. In particolare si cita qui l'azienda Energent Corporation ([www.energent.net](http://www.energent.net)), che commercializza l'espansore VPT, per il quale dichiara un rendimento isoentropico maggiore di 0.8 (valore empirico); in particolare il rendimento dello statore e quello del rotore sono compresi rispettivamente nei range  $0.9 \div 0.97$  e  $0.78 \div 0.85$  [24, 25]. La suddetta azienda fornisce, sul proprio sito web, una lista di 130 unità di VPT, installate in altrettanti siti, con taglie nel range  $1 \div 1600$  kWe. Di queste, 75 unità sono state impiegate in sostituzione di altrettante tradizionali valvole di laminazione in chillers ad assorbimento commercializzati dall'azienda Carrier, con potenze tipiche di 15 kWe. Inoltre, nel Luglio 2011 il Dipartimento dell'Energia (DOE) degli USA ha iniziato ad eseguire test sperimentali su di un impianto dimostrativo di potenza pari a 1 MWe per la produzione di energia elettrica da fonte geotermica a temperatura di circa 113 °C, in cui il fluido di lavoro

evolve in accordo al “Trilateral Flash Cycle” (TFC), con un espansore VPT della Energent (Welch e Boyle, [25]).

Gli espansori bifase, oltre a trovare un’applicazione elettiva nei cicli “trilateral flash”, consentono di modulare il titolo e quindi l’entalpia in uscita dall’espansore, conferendo maggiore flessibilità alla successiva fase di recupero del calore refluo. Tuttavia, i valori di rendimento isoentropico dichiarati dalle aziende non hanno ancora trovato una verifica indipendente e conclusiva da parte della comunità scientifica.

### 3.3.3 La turbina Tesla

La turbina Tesla, o turbina a strato limite, è una macchina proposta nel 1913 da Nikola Tesla, ed è caratterizzata dall’assenza di pale nella girante, la quale è composta da una serie di dischi piani sottili montati su un albero e distanziati tra loro. Il rotore è racchiuso in una cassa, sulla quale sono montati gli ugelli che indirizzano il flusso attraverso il canale fra i dischi. Il fluido è fatto entrare tangenzialmente per poi percorrere una traiettoria a spirale verso il centro, dove viene poi scaricato attraverso i fori centrali nei dischi. La quantità di moto del fluido viene trasferita ai dischi, nel passaggio attraverso lo spazio tra i dischi paralleli, sfruttando le tensioni viscosive tra parete e fluido e generando così la coppia motrice. La distanza tra i dischi dovrà quindi essere sufficientemente ridotta per generare tensioni adeguate. E’ anche necessario che il fluido abbia una buona viscosità dinamica. Modelli numerici sono stati sviluppati in particolare da Carey [26], che sostiene che si può raggiungere un’efficienza isoentropica di 0.75. Recentemente Song et al. [27] hanno modellato numericamente la turbina Tesla con fluido di lavoro R245fa, ottenendo efficienze isoentropiche relativamente basse, tra 0.35 e 0.45. Il principale svantaggio di questo dispositivo consiste nella bassa coppia motrice.

### 3.3.4 Analisi comparativa degli espansori innovativi

Allo stato attuale delle tecnologie, la turbina Tesla, nonostante la semplicità costruttiva, presenta scarso interesse per gli impianti di piccola taglia, a causa delle dimensioni elevate richieste per raggiungere una coppia motrice accettabile. Gli espansori bifase, già in commercio per alcune applicazioni, hanno il vantaggio di estendere la flessibilità di esercizio dell’impianto e di consentire l’adozione di cicli “trilateral flash”, in grado di effettuare un recupero ottimale di energia termica da sorgenti con bassa portata termica e quindi con elevato salto termico tra ingresso ed uscita; tuttavia, nell’opinione degli scriventi, i valori di rendimento isoentropico dichiarati dai costruttori non sono stati ancora sufficientemente verificati in lavori scientifici indipendenti ed oggettivi. L’espansore Wankel è caratterizzato da promettenti prospettive e sufficiente flessibilità di esercizio nelle applicazioni di piccola taglia.

## 3.4 Sistemi di trigenerazione con ORC (CCHP-ORC)

Attualmente i cicli ORC rappresentano la tecnologia più promettente per lo sfruttamento delle sorgenti termiche a bassa temperatura per la produzione dell’energia elettrica, grazie alla semplicità dei componenti e al loro basso costo, legato all’utilizzo di fluidi che permettono la miniaturizzazione dei vari componenti. A causa delle basse differenze fra le temperature estreme del ciclo, tuttavia, i rendimenti globali si attestano su valori piuttosto bassi. L’integrazione fra cicli ORC e cicli ad assorbimento per la produzione del caldo o del freddo può avvenire sostanzialmente in due modi diversi: con cicli a condensazione e tramite il recupero del calore sensibile del ciclo. Nel primo caso, il calore di condensazione del ciclo ORC è utilizzato come sorgente calda per il ciclo ad assorbimento. Rispetto alle usuali condizioni di funzionamento, è necessario un innalzamento della temperatura di condensazione fino ai valori tipici di alimentazione della pompa di calore (tab. 1.1 e 1.2), con una conseguente riduzione dell’efficienza di generazione elettrica. È una soluzione idonea in cicli che, operando a più alta temperatura (es. impianti ORC a biomassa), presentano elevati rendimenti.

Nel caso di fluidi asciutti è possibile recuperare parte del calore sensibile del ciclo in uscita dall’espansore per alimentare il ciclo ad assorbimento. In questo modo, il rendimento di generazione elettrico non subisce forti alterazioni (piccole perdite sono dovute ad un incremento delle perdite di carico del circuito a causa dello scambiatore), a scapito tuttavia di un minore trasferimento di calore alla macchina ad assorbimento. Questo tipo di recupero è idoneo per cicli operanti fra piccoli salti termici e la capacità di produrre potenza

frigorifera incrementa con il surriscaldamento del fluido. I migliori risultati si ottengono operando con i fluidi siliconici, a causa delle maggiori variazioni di entalpia rispetto ad altri fluidi, anche per piccoli salti termici.

Considerando un ciclo Rankine organico con MD4M come fluido operativo, con una temperatura di condensazione di 35°C, ed una macchina ad assorbimento operante ad una temperatura di 60 °C, con un COP di 0.5, la potenza erogata dalla macchina frigorifera può arrivare a essere fino a 1.45 volte la potenza elettrica del ciclo ORC per temperature della sorgente inferiori a 200 °C, con un pinch point di 5°C. Tale valore, come mostrato in tabella 2, è stato ottenuto per una pressione di evaporazione di 3.72 kPa e con un grado di surriscaldamento di 30°C. In tab. 3 è riportato anche il rapporto fra il calore scambiato (tra il ciclo ORC e la pompa)  $Q_p$  e il calore di condensazione del ciclo  $Q_{cond}$ . Nelle condizioni di lavoro dell'ORC che massimizzano la produzione di freddo, il calore scambiato fra l'ORC e la pompa di calore è circa il 40% del calore di condensazione del ciclo. La tabella 3 mostra i valori di questo rapporto per altri valori della pressione di evaporazione e temperatura di surriscaldamento. In tab. 4 è infine riportato per varie pressioni di evaporazione e temperature di surriscaldamento l'Energy Utilization Factor del sistema, che può raggiungere il 47.5% nelle sopracitate condizioni.

**Tabella 2. Rapporto fra potenza frigorifera della pompa di calore e potenza meccanica del ciclo ORC ( $Q_f/W_{el}$ ) per varie pressioni di evaporazione e surriscaldamento del ciclo organico con MDM4**

<b>Pev[kPa]</b> <b>Surr[°C]</b>	<b>0,09</b>	<b>0,18</b>	<b>0,32</b>	<b>0,57</b>	<b>0,95</b>	<b>1,55</b>	<b>2,43</b>	<b>3,72</b>	<b>5,53</b>	<b>8,02</b>	<b>11,39</b>
<b>5</b>	<b>0,27</b>	<b>0,47</b>	<b>0,62</b>	<b>0,74</b>	<b>0,84</b>	<b>0,93</b>	<b>1,00</b>	<b>1,08</b>	<b>1,14</b>	<b>1,20</b>	<b>1,26</b>
<b>10</b>	<b>0,45</b>	<b>0,62</b>	<b>0,74</b>	<b>0,85</b>	<b>0,94</b>	<b>1,02</b>	<b>1,09</b>	<b>1,15</b>	<b>1,21</b>	<b>1,27</b>	<b>1,32</b>
<b>15</b>	<b>0,63</b>	<b>0,77</b>	<b>0,87</b>	<b>0,96</b>	<b>1,04</b>	<b>1,11</b>	<b>1,17</b>	<b>1,23</b>	<b>1,28</b>	<b>1,33</b>	<b>-</b>
<b>20</b>	<b>0,81</b>	<b>0,91</b>	<b>1,00</b>	<b>1,07</b>	<b>1,14</b>	<b>1,19</b>	<b>1,25</b>	<b>1,30</b>	<b>1,35</b>	<b>1,40</b>	<b>-</b>
<b>25</b>	<b>0,99</b>	<b>1,06</b>	<b>1,12</b>	<b>1,18</b>	<b>1,23</b>	<b>1,28</b>	<b>1,33</b>	<b>1,38</b>	<b>1,42</b>	<b>-</b>	<b>-</b>
<b>30</b>	<b>1,16</b>	<b>1,20</b>	<b>1,24</b>	<b>1,29</b>	<b>1,33</b>	<b>1,37</b>	<b>1,41</b>	<b>1,45</b>	<b>1,49</b>	<b>-</b>	<b>-</b>

**Tabella 3. Rapporto percentuale fra calore scambiato fra ORC e pompa di calore ad assorbimento ( $Q_p/Q_{cond}$ ) e calore di condensazione del ciclo ORC per varie pressioni di evaporazione e surriscaldamento del ciclo organico con MDM4**

<b>Pev [kPa]</b> <b>Surr. [°C]</b>	<b>0,09</b>	<b>0,18</b>	<b>0,32</b>	<b>0,57</b>	<b>0,95</b>	<b>1,55</b>	<b>2,43</b>	<b>3,72</b>	<b>5,53</b>	<b>8,02</b>	<b>11,39</b>
<b>5</b>	<b>4,34</b>	<b>8,69</b>	<b>12,80</b>	<b>16,68</b>	<b>20,34</b>	<b>23,79</b>	<b>27,03</b>	<b>30,09</b>	<b>32,97</b>	<b>35,67</b>	<b>38,22</b>
<b>10</b>	<b>7,20</b>	<b>11,35</b>	<b>15,27</b>	<b>18,97</b>	<b>22,47</b>	<b>25,77</b>	<b>28,88</b>	<b>31,81</b>	<b>34,57</b>	<b>37,18</b>	<b>39,63</b>
<b>15</b>	<b>9,93</b>	<b>13,88</b>	<b>17,62</b>	<b>21,16</b>	<b>24,50</b>	<b>27,66</b>	<b>30,65</b>	<b>33,46</b>	<b>36,12</b>	<b>38,62</b>	<b>-</b>
<b>20</b>	<b>12,53</b>	<b>16,30</b>	<b>19,87</b>	<b>23,25</b>	<b>26,45</b>	<b>29,48</b>	<b>32,34</b>	<b>35,05</b>	<b>37,60</b>	<b>-</b>	<b>-</b>
<b>25</b>	<b>15,02</b>	<b>18,60</b>	<b>22,02</b>	<b>25,25</b>	<b>28,32</b>	<b>31,23</b>	<b>33,98</b>	<b>36,57</b>	<b>39,03</b>	<b>-</b>	<b>-</b>
<b>30</b>	<b>17,38</b>	<b>20,81</b>	<b>24,08</b>	<b>27,17</b>	<b>30,12</b>	<b>32,90</b>	<b>35,54</b>	<b>38,04</b>	<b>40,41</b>	<b>-</b>	<b>-</b>

**Tabella 4. Fattore di utilizzazione dell'energia (Energy Utilization Factor), nel caso di accoppiamento ORC-pompa ad assorbimento, sfruttando solamente il calore sensibile all'uscita dall'espansore del ciclo organico con MDM4**

<b>Pev [kPa]</b> <b>Surr. [C°]</b>	<b>0,09</b>	<b>0,18</b>	<b>0,32</b>	<b>0,57</b>	<b>0,95</b>	<b>1,55</b>	<b>2,43</b>	<b>3,72</b>	<b>5,53</b>	<b>8,02</b>	<b>11,39</b>
<b>5</b>	11,51	16,49	21,02	25,17	28,97	32,47	35,69	38,67	41,42	43,98	46,35
<b>10</b>	14,06	18,81	23,14	27,11	30,76	34,12	37,21	40,08	42,73	45,20	47,49
<b>15</b>	16,49	21,02	25,17	28,98	32,48	35,70	38,68	41,44	44,00	46,38	-
<b>20</b>	18,81	23,15	27,12	30,77	34,13	37,23	40,10	42,75	45,22	-	-
<b>25</b>	21,03	25,18	28,98	32,48	35,71	38,70	41,46	44,02	46,40	-	-
<b>30</b>	23,15	27,12	30,77	34,13	37,24	40,11	42,77	45,24	47,54	-	-

## 4 Conclusioni

Nel presente studio è stata condotta un'analisi delle tecnologie disponibili per la co/trigenerazione nel range di basse potenze (fino a 100 kW termici) e temperature tra 100 °C e 350 °C, analizzando sia le soluzioni tecnologicamente mature che quelle in via di sviluppo.

Nella prima parte del lavoro sono stati definiti i principi fisici, i bilanci termodinamici e gli indicatori di prestazione dei sistemi considerati. Sono state quindi descritte le architetture dei sistemi maturi dal punto di vista commerciale e di alcune soluzioni innovative in corso di ricerca e sviluppo.

Una volta ristretta l'analisi ai sistemi ORC, sono stati descritti i criteri di scelta dei fluidi e le soluzioni tecnologiche per gli espansori relativamente al range di potenza considerato.

Tra gli espansori a tecnologia consolidata od in via di sviluppo, quelli di tipo Wankel o a vite sembrano essere i più promettenti nel range di condizioni di lavoro considerato; gli espansori bifase potrebbero aumentare la flessibilità, ed in alcuni casi anche le prestazioni, del sistema, ma il loro stato di avanzamento tecnologico non è considerato sufficientemente maturo, ed in particolare sussistono ancora notevoli incertezze sul loro effettivo rendimento isoentropico.

Sono stati quindi riportati alcuni calcoli preliminari che dimostrano come nel range di condizioni oggetto di studio un sistema ORC accoppiato ad un sistema di refrigerazione ad assorbimento possa raggiungere buone prestazioni in termini di potenze, ancorché con un fattore di utilizzazione dell'energia non completamente soddisfacente.

Una possibile linea di sviluppo del presente studio è quella di costruire un impianto pilota basato su un ciclo ORC, con espansori di carattere innovativo, in grado in particolare di accertare su base sperimentale le prestazioni di sistemi ad assorbimento ad esso accoppiati.

*Si riconosce con gratitudine il contributo recato al presente studio dall'Ing. Stefano Briola, tramite la sua tesi di Dottorato, di cui uno degli autori (Paolo Di Marco) è stato co-tutore.*

## 5 Riferimenti bibliografici

1. X. Meng, F. Yang, Z. Bao, J. Deng, N.N. Serge, Z. Zhang, *Theoretical study of a novel solar trigeneration system based on metal hydrides*, Applied Energy 87 (2010), 2050–2061.
2. E. Jannelli, M. Minutillo, R. Cozzolino, G. Falcucci, *Thermodynamic performance assessment of a small size CCHP (combined cooling heating and power) systems with numerical models*, Energy 65 (2014), 240-249.
3. A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran (1996) *Thermal design and optimization*, John Wiley & Sons, Inc.
4. G. Chicco, P. Mancarella, *Distributed multi-generation: a comprehensive view*, Renewable and Sustainable Energy Reviews 13 (2009), 535-551;
5. J. Deng, R.Z. Wang, G.Y. Han, *A review of thermally activated cooling technologies for combined cooling, heating and power systems*, Progress in Energy and Combustion Science 37 (2011), 172-203.
6. DOE (2003), *Thermally activated technologies*, Office of Energy Efficiency and Renewable Energy, U.S. Department of energy, May 2003.
7. M. Venegas, M. Izquierdo, M. de Vega and A. Lecuona, *Thermodynamic study of multistage absorption cycles using low-temperature heat*, International Journal of Energy Research 26 (2002), 775–791.
8. N. Enteria, K. Mizutani, *The role of the thermally activated desiccant cooling technologies in the issue of energy and environment*, Renewable and Sustainable Energy Reviews 15 (2011), 2095-2122.
9. S. Briola *Analisi delle prestazioni di cicli termodinamici di co-trigenerazione operanti con espansori e compressori a fluido bifase*, Tesi di Dottorato, Tutori: R. Gabbriellini e P. Di Marco, DESTEC, Università di Pisa(2015).
10. L.C.M. Itard, *Wet compression-resorption heat pump cycles: thermodynamic analysis and design*, PhD Thesis, Technical University of Delft (1998).
11. G. Chicco, P. Mancarella, *Trigeneration primary energy saving evaluation for energy planning and policy development*, Energy Policy 35 (2007), 6132-6144.
12. D.W. Wu, R.Z. Wang, *Combined cooling, heating and power: A review*, Progress in Energy and Combustion Science 32 (2006), 459-495.
13. J. Wang, Y. Dai, L. Gao, S. Ma, *A new combined cooling, heating and power system driven by solar energy*, Renewable Energy 34 (2009), 2780–2788.
14. R.D. Hunt, *Vapor power cycles*, Patent WO03098009, International publication 27/11/2003.
15. I.I. Samkhan, *Method and device for converting thermal energy into electricity, high potential heat and cold*, US Patent N° 20100156110, Publication date 24/06/2010.
16. J. Vivian, G. Manente, A.Lazzaretto, *A general frame work to select working fluid and configuration of ORCs for low-to-medium temperature heat sources*, Applied Energy 156 (2015) 727-746.
17. R. Dipippo, *Design parameter optimisation for a reciprocating engine: a mathematical approach*. Report No. TM 395, US Naval Underwater Systems Centre, Newport, Rhode Island, USA, 1967. 49.
18. G. A. Brown, D. A. Bowlus, *Rotary piston expander engine*. Proc. 11th IECEC (1976) 1187-1191.
19. D. A. Bowlus, G. A. Brown, G. J. Silvestri, *The Wankel rotary engine as a steam expander*, Proc. 8th IECEC (1973) 131-137.
20. M. Antonelli, L. Martorano, *A study on the rotary steam engine for distributed generation in small size power plants*, Applied Energy 97 (2012) 642-647.
21. M. Antonelli, A. Baccioli, M. Francesconi, U. Desideri, L. Martorano, *Operating maps of a rotary engine used as an expander for micro-generation with various working fluids*, Applied Energy 113 (2014) 742-750.
22. M. Antonelli, A. Baccioli, M. Francesconi, L. Martorano, *Experimental and Numerical Analysis of the Valve Timing Effects on the Performances of a Small Volumetric Rotary Expansion Device*, Energy Procedia 45 (2014), 1077-1086.
23. S. Briola, P. Di Marco, R. Gabbriellini, *Two-Phase Fluid Expanders – A Review*, XXX UIT Heat Transfer Conference, Bologna, 24-27 Giugno 2012.
24. P. Welch, *New turbines to enable efficient geothermal power plants*, Geothermal Research Council Transactions 33 (2009).

25. P. Welch, P. Boyle, *Construction and startup of low temperature geothermal power plants*, Geothermal Resources Council Conference, San Diego, 26 October 2011.
26. V.P. Carey, *Assessment of Tesla turbine performance for small scale Rankine combined heat and power systems*, J. Eng. Gas Turbines Power 132 (12) (2010), 122301/1-8.
27. J. Song, C.W Gu, X.S. Li, *Performance estimation of Tesla turbine applied in small scale Organic Rankine Cycle (ORC) system*, Applied Thermal Engineering 110 (2017), 318–326.
28. P. Srihirin, S. Aphornratana, S. Chungpaibulpatana, *A review of absorption refrigeration technologies*, Renewable and Sustainable Energy Reviews 5 (2001), 343-372.
299. M. Bianchi, P.R. Spina, G. Tomassetti, D. Forni, E. Ferrero, *Le tecnologie innovative ed efficienti nei sistemi di generazione in assetto co-trigenerativo e nei sistemi integrati con unità a pompa di calore nelle applicazioni industriali e del terziario*, Report Ricerca di Sistema Elettrico RSE/2009/18 (2009).

## 6 Abbreviazioni ed acronimi

CCHP	Combined Cooling, Heat and Power production
CHP	Combined Heat and Power production
COP	Coefficient Of Performance
EER	Energy Efficiency Ratio
EUF	Energy Utilization Factor
ExUF	Exergy Utilization Factor
ORC	Organic Rankine Cycle
TAT	Thermally Activated Technologies
TPES	Trigeneration Primary Energy Saving

## APPENDICE 1 – Prestazioni di cicli ad assorbimento in commercio

Nelle Tabelle 1.1 e 1.2 tratte dai riferimenti bibliografici citati in didascalia, sono riportate le principali caratteristiche dei cicli ad assorbimento operanti con le due miscele più diffuse ( $H_2O/NH_3$  e  $BrLi/H_2O$ ).

**Tabella 1.1. Cicli ad assorbimento: principali caratteristiche [9].**

System	Pressure level	Operating temperature (°C)		Working fluid	Cooling capacity (ton)	COP	Current status	Remark
		Heat source	Cooling					
Single effect cycle	2	80-110	5-10	LiBr/water	10-100	0.5-0.7	Large water chiller	1. Simplest and widely use 2. Using water as a refrigerant, cooling temperature is above 0°C 3. Negative system pressure 4. Water cooled absorber is required to prevent crystallization at high concentration
	2	120-150	<0	Water/NH <sub>3</sub>	3-25	0.5	Commercial	1. Rectification of refrigerant is required 2. Working solution is environmental friendly 3. Operating pressure is high as using NH <sub>3</sub> 4. No crystallization problem 5. Suitable for using as heat pump due to wide operating range
Double effect cycle (series flow)	3	120-150	5-10	LiBr/water	up to 1000	0.8-1.2	Large water chiller	1. high performance cycle which is available commercially 2. heat of condensation from the first effect is used as heat input for the second stage
	(parallel flow)		2	<0				
Triple effect cycle	4	200-230	5-10	LiBr/water	N/A	1.4-1.5	Computer model and experimental unit	1. high complexity control system 2. likely to be direct fired as the input temp is quite high 3. require more maintenance as a result of high corrosion due to high operating temperature

**Tabella 1.2. Cicli ad assorbimento: principali caratteristiche [29]**

Accordo di Programma MSE-ENEA:

*Le tecnologie innovative ed efficienti nei sistemi di generazione in assetto co-trigenerativo e nei sistemi integrati con unità a pompa di calore nelle applicazioni industriali e del terziario*

**Tabella 4.2.1 – modelli di frigoriferi ad assorbimento mono stadio**

Costruttore	Modelli	Potenza frigorifera (kW)	EER	Temperatura acqua refrigerata (°C)	Sorgente di calore esterna	Miscela binaria	Raffreddamento	Funzionamento riscaldamento	Taglie
BROAD Systems	BDH BDS BDE	104--23260	0.74	7-12	Acqua calda 75-120°C, vapore 0.01-0.2 MPa, fumi di scarico 230-350°C	H <sub>2</sub> O/BiLi	Acqua	No	24
COLIBRI Baxter	ARP-S	100-600	0.4	0--50	Acqua surriscaldata, vapore, olio diatermico, gas esausti	NH <sub>3</sub> /Acqua	Acqua	No	6
LG CABLE Baxter	LWM	70-3000	0.7	4.5-20	Acqua calda	H <sub>2</sub> O/BiLi	Acqua	No	26
	AW	350-5000	0.7	4.5-20	Vapore < 2 bar	H <sub>2</sub> O/BiLi	Acqua	No	22
NISHIYODO Baxter	ADCM	40-1800	0.5	3-20	Acqua calda a soli 60°C	H <sub>2</sub> O/BiLi	Acqua	No	6
	ADLM	90-258	0.35	0--5	Acqua calda	H <sub>2</sub> O/BiLi	Acqua	No	4
ROBUR	GA, ACF-RTCF	17.5-87.5	0.73	3-35	Fiumana diretta G.N./GPL	NH <sub>3</sub> /Acqua	Aria	No	5
	GA, AYT-RTYT	17.5-69.9	0.73	3-35	Fiumana diretta G.N./GPL	NH <sub>3</sub> /Acqua	Aria	Si tramite caldaia	4
	GA, ACF-RTCF LB	12.8-64	0.54	-10-35	Fiumana diretta G.N./GPL	NH <sub>3</sub> /Acqua	Aria	No	5
	GAHP mod. AR	16.9-84.5	0.67	3-35	Fiumana diretta G.N./GPL	NH <sub>3</sub> /Acqua	Aria	p.d.c.	5
	GAHP mod. W	18.4	0.73	3-35	Fiumana diretta G.N./GPL	NH <sub>3</sub> /Acqua	Acqua	p.d.c.	1
THERMAX Rc group	W COG	35-282	0.73	4.5-25	Acqua calda (75-110°C)	H <sub>2</sub> O/BiLi	Acqua	No	6
	W LTE	300-2288	0.75	4.5-25	Acqua calda (75-110°C)	H <sub>2</sub> O/BiLi	Acqua	No	13
	W MTE	300-4928	0.75	4.5-25	Acqua surriscaldata a media temperatura (110-130°C)	H <sub>2</sub> O/BiLi	Acqua	No	22
	S SEF	300-4928	0.75	4.5-25	Vapore a bassa pressione (0.5-3 bar)	H <sub>2</sub> O/BiLi	Acqua	No	22
TRANE	ABDL	350-3900	1.0	6-20	Fiumana diretta G.N./GPL	H <sub>2</sub> O/BiLi	Acqua	Si	18
	ABSC	335-1400	0.63	4.5-15	Vapore/Acqua	H <sub>2</sub> O/BiLi	Acqua	No	12
	ABSD	2000-4800	0.71	4-15	Vapore/Acqua	H <sub>2</sub> O/BiLi	Acqua	No	8
YAZAKI Mays	WTC	35-105	0.7	5.5-12.5	Acqua calda (75-95°C)	H <sub>2</sub> O/BiLi	Acqua	No	3
YORK	YLA HW/ST	420-4850	0.6-0.8	4.4-16	Acqua calda o steam, tqp. a bassa p (1 bar rel.)	H <sub>2</sub> O/BiLi	Acqua	No	21

**Tabella 4.2.2- modelli di frigoriferi ad assorbimento a doppio stadio**

Costruttore	Modelli	Potenza frigorifera (kW)	EER	Temp. acqua refrigerata (°C)	Miscela binaria	Sorgente di calore esterna	Raffreddamento	Funzionamento riscaldamento	Potenza termica (kW)	Temp. acqua calda (°C)	Taglie
BROAD Systems	BZ, BCT, BS, BHL, BE, BZS, BZH, BZE, BZHE	16-23260	1-1.39	7-12	H <sub>2</sub> O/BiLi	Fiumana diretta (G.N., GPL, biogas, gasolio), acqua 140-200°C, fumi 400-600°C, Vap. 0.3-0.9 MPa	Torre evaporativa per modelli fino a 115 kW e 233 kW e 382 kW	Si	16-17933	57-60°C per mod. fino a 115kW; 65-67°C per mod. da 174 kW a 23 MW	30
COLIBRI Baxter	ARP-M	500-2500	0.4	0--50	NH <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O	Acqua surrisc., vapore, olio diatermico, gas esausti	Acqua	No	-	-	10
	ARP-C	>1500	0.4	0--60	NH <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O	Acqua surrisc., vapore, olio diatermico, gas esausti	Acqua	No	-	-	Si su misura
LG CABLE Baxter	LDL	175-3000	1.2	4.5-20	H <sub>2</sub> O/BiLi	G.N., GPL, biogas	Acqua	Si	175-5000	50-60°C	27
	LSH	350-5000	1.2	4.5-20	H <sub>2</sub> O/BiLi	Vapore >3.5 bar	Acqua	No	-	-	23
THERMAX Rc group	W.HTE	300-4928	1.35	4.5-25	H <sub>2</sub> O/BiLi	Acqua surriscaldata ad alta temperatura (150-200°C)	Acqua	No	-	-	22
	S.DEF	176-4928	1.35	4.5-25	H <sub>2</sub> O/BiLi	Vapore ad alta pressione (4-11 bar)	Acqua	No	-	-	24
	G.MOD	140-264	1.25	5-25	H <sub>2</sub> O/BiLi	Fiumana diretta	Acqua	Si	107-201	80 °C max	4
TRANE	G.HEF	350-1936	1.25	5-25	H <sub>2</sub> O/BiLi	Fiumana diretta	Acqua	Si	321-1774	80 °C max	12
	ABIF	1250-4450	1.21	4-15	H <sub>2</sub> O/BiLi	Vapore/Acqua	Acqua	No	-	-	14
YAZAKI Mays	CHK	105-352	1.13	5.5-12.5	H <sub>2</sub> O/BiLi	Fiumana diretta G.N./GPL	Acqua	Si	86-286	50.5-57.5°C	6
YORK	YMPC	106-352	1.1	7-10	H <sub>2</sub> O/BiLi	Fiumana diretta G.N. - Gasolio	Acqua	Si	86-286	40 a 60°C	7
	YPC DF	723-2440	1.1	5-15.5	H <sub>2</sub> O/BiLi	Fiumana diretta G.N.	Acqua	Si	562-1968	80°C max	9
	YPC ST	1084-2440	1.2	5-15.5	H <sub>2</sub> O/BiLi	Vapore-8 bar rel.	Acqua	No	-	-	5

\* Pompa di calore

## APPENDICE 2 – Curriculum scientifico dei membri del gruppo di lavoro

### **Andrea Baccioli**

Andrea Baccioli si è laureato in Ingegneria Energetica nel 2012 presso l'Università di Pisa, con una tesi di laurea riguardante l'analisi CFD dell'iniezione e del miscelamento di idrogeno in un piccolo motore a quattro tempi ad iniezione diretta.

Dal 2012 al 2013 è stato borsista presso il D.E.S.T.e.C. dell'Università di Pisa dove ha svolto attività sperimentale e numerica su un nuovo tipo di espansore volumetrico di vapore derivante dal motore Wankel. Dal 2013 è dottorando in Ingegneria dell'Energia, dei Sistemi, del Territorio e delle Costruzioni presso l'università di Pisa: discuterà la tesi nel Gennaio 2017. La sua attività di ricerca è focalizzata al comportamento in off-design di cicli Rankine e Flash con vapori organici, di piccola taglia per applicazioni a bassa temperatura e operanti con espansore volumetrico Wankel.

### **Umberto Desideri**

Umberto Desideri ha conseguito il titolo di Dottore di Ricerca in Ingegneria Energetica nel Luglio 1993. E' stato in servizio presso l'Università degli Studi di Perugia come Ricercatore Universitario dal 1992 al 2000, come Professore Associato dal 2000 al 2004, come Professore Ordinario dal 2004 al 2014. E' Professore Ordinario dell'Università degli Studi di Pisa da Novembre 2014 ad oggi.

I suoi interessi di ricerca includono: impianti innovativi e ad alta efficienza per la produzione di energia da fonti fossili, impianti per la conversione di fonti energetiche rinnovabili (in particolare, energia geotermica, solare termico, a concentrazione e fotovoltaico, energia dalle biomasse), idrogeno e celle a combustibile, cattura e stoccaggio geologico dell'anidride carbonica e meccanismi legati all'emission trading, risparmio energetico nell'industria e nelle costruzioni, cogenerazione e trigenerazione, efficienza energetica negli edifici, certificazione energetica, integrazione delle fonti rinnovabili negli edifici, consumi e diagnosi energetica degli edifici, sostenibilità energetica negli edifici (applicazione dei protocolli di sostenibilità energetica), LCA (Life cycle assessment) e carbon footprint di prodotti e di processi.

E' autore/coautore di oltre 200 pubblicazioni scientifiche: a fine 2016, sono censite su Scopus 194 pubblicazioni, con oltre 1757 citazioni e h-index=22.

Ha ricoperto diversi incarichi istituzionali tra cui Direttore del Dipartimento di Ingegneria dell'Università di Perugia (85 professori e ricercatori) e membro del Senato Accademico. Dal 1 Novembre 2016 è stato nominato Direttore del Dipartimento di Ingegneria dell'Energia, dei Sistemi, del territorio e delle Costruzioni dell'Università di Pisa.

Dal 2008 è membro della Taskforce Technology della UE Zero Emission Platform, dal 2010 è membro del Comitato dell'American Society of Mechanical Engineers che sta elaborando il Performance Test Code 48 "Overall Plant Performance with Carbon Capture"

Oltre a numerose convenzioni di ricerca con aziende private, è stato responsabile di numerosi progetti di ricerca tra cui in particolare UE Programma Asia Pro Eco, UE 7th FP LOTUS, CONTEX e H2FC (celle a combustibile), PRIN (Studio teorico e sperimentale di celle a combustibile ad alta temperatura e cicli ibridi con turbine gas per la produzione di energia da fonti rinnovabili, Sviluppo di tecniche di diagnosi dei consumi di energia elettrica e termica in edifici ad uso residenziale).

E' membro dell'Editorial Board di diverse riviste e Associate Editor della rivista Applied Energy.

### **Paolo Di Marco**

Paolo Di Marco si è laureato con lode in Ingegneria Nucleare nel 1984 e ha conseguito il Dottorato di Ricerca in Sicurezza dell'Ingegneria Nucleare nel 1989.

In servizio all'Università di Pisa dal 1990 è attualmente Professore Associato presso il Dipartimento di Ingegneria dell'Energia, dei Sistemi, del Territorio e delle Costruzioni; prenderà servizio come Professore Ordinario a partire dal 1 Novembre 2016.

I suoi interessi di ricerca includono: Scambio termico mono e bifase, scambio termico in microgravità ed in presenza di campi elettrici, essiccazione di materiali porosi, metodi di misura di grandezze caratteristiche in regime bifase, energie rinnovabili: (solare, geotermica, eolica e da biomassa), risparmio energetico negli impianti industriali. Ha svolto numerosi contratti di consulenza con industria ed enti locali negli ambiti: raffreddamento di componenti elettronici; sistemi innovativi e risparmio energetico nell'industria cartaria; produzione di energia da biomassa ligno-cellulosica; collaudo ed ottimizzazione di sistemi solari termici; localizzazione di impianti eolici.

E' autore/coautore di circa 200 pubblicazioni scientifiche nei temi succitati, di cui oltre 50 su riviste internazionali. E' membro attivo di diverse società scientifiche internazionali, tra cui in particolare: presidente del Comitato Eurotherm, membro dell'Executive Committee del ICHMT (International Centre for Heat and Mass Transfer). E' membro dell'Editorial Board di diverse riviste e Associate Editor della rivista International Journal of Multiphase Flow.