UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI BOLOGNA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA ELETTRICA

Viale Risorgimento n°2 - 40136 BOLOGNA (ITALIA)



STUDI TEORICI E SPERIMENTALI SULL'UTILIZZO DEI MATERIALI MAGNETICI NELLO SCAMBIATORE DI CALORE DI UN CRYOCOOLER GIFFORD-MCMAHON

Luca Trevisani Francesco Negrini Massimo Fabbri

RAPPORTO INTERNO DIEUB – Giugno 2002

INDICE

	OLO 1 – Le applicazioni e la classificazione dei cryocooler	1
1.1 1.2	Introduzione: applicazioni tecnologiche dei cryocooler	1 6
1.2	La classificazione dei cryocooler	10
1.3	Lo scopo della ricerca	10
CAPIT	OLO 2 – I cicli termodinamici	13
2.1	Il coefficiente di performance (COP)	13
2.2	I cicli ideali reversibili: Carnot, Ericsson, Stirling	13
2.3	I principi di funzionamento dei cryocooler	16
2.4	Le inefficienze e le perdite parassite	20
2.5	La curva di Strobridge	22
CAPITO	OLO 3 – Lo stato dell'arte dei cryocooler	23
3.1	Gli impianti di tipo Claude e Joule-Brayton	23
3.2	Il cryocooler Joule-Thomson	25
3.3	Il cryocooler Gifford-McMahon	26
3.4	Il cryocooler ibrido GM-JT	28
3.5	Il cryocooler Stirling	28
3.6	Il cryocooler pulse-tube	30
3.7	Le caratteristiche dei piccoli cryocooler a confronto	31
CAPITO	OLO 4 – Gli scambiatori di calore recuperativi e rigenerativi	34
4.1	Lo scambiatore recuperativo di calore	34
4.2	Lo scambiatore rigenerativo di calore	36
4.3	Il confronto fra un recuperatore ed un rigeneratore	38
CAPITO	OLO 5 – Le applicazioni criogeniche del rigeneratore di calore	44
5.1	Le caratteristiche richieste	44
5.2	Le soluzioni costruttive utilizzate	46
5.3	I materiali rigeneratori	49
CADIT	OLO 6 – La valutazione numerica dell'efficienza di un rigeneratore	53
6.1	Il modello di calcolo	54
6.2	I risultati delle simulazioni	64
C	or off I that the things	60
7.1	OLO 7 – I risultati sperimentali	68 68
7.1	Le caratteristiche del cryocooler utilizzato L'apparato sperimentale	70
7.2	La preparazione dell'esperimento	71
7.4	La serie di esperimenti con corsa di 20 mm	74
7.5	La serie di esperimenti con corsa di 22 mm	79
	•	
CONCI	LUSIONI	93
BIBLIC	OGRAFIA	95

NOMENCLATURA

COP: Coefficient Of Performance, coefficiente utilizzato per esprimere la prestazione di un refrigeratore, definito come il rapporto fra il calore estratto dall'ambiente freddo ed il lavoro meccanico compiuto (vedi pag. 13).

Cryocooler: Refrigeratore operante a temperature criogeniche, cioè inferiori ai 120 K.

Cryocooler Gifford-McMahon: Refrigeratore criogenico funzionante secondo il ciclo termodinamico di Ericsson (vedi pag. 26).

Cryocooler ibrido GM-JT: Refrigeratore criogenico ibrido costituito da un cryocooler Gifford-McMahon e da uno stadio finale di tipo Joule-Thomson (vedi pag. 28).

Cryocooler Joule-Thomson: Refrigeratore criogenico funzionante in base allo sfruttamento dell'effetto refrigerante di Joule-Thomson (vedi pag. 25).

Cryocooler pulse-tube: Refrigeratore criogenico funzionante sfruttando lo sfasamento fra l'andamento della fluttuazione di pressione e il moto della colonna di un gas all'interno di un tubo (vedi pag. 30).

Cryocooler Stirling: Refrigeratore criogenico funzionante secondo il ciclo termodinamico di Stirling (vedi pag. 28).

Ericsson, Ciclo di: Ciclo termodinamico costituito da due trasformazioni isoterme reversibili e da due trasformazioni isobare reversibili (vedi pag. 13).

HTS: *High Temperature Superconductors*, materiali superconduttori ad alta temperatura critica (circa 77 K, temperatura di liquefazione dell'azoto).

Joule-Thomson, Coefficiente di (μ_h): Coefficiente che esprime l'effetto termico prodotto dall'espansione JT di un gas, definito come il rapporto fra la variazione di temperatura e la variazione di pressione lungo una trasformazione isentalpica (vedi pag. 18).

Joule-Thomson, Espansione di: Trasformazione compiuta da un gas che fluisce attraverso una valvola di strozzamento senza scambio di calore né lavoro meccanico (vedi pag. 18).

Joule-Thomson, Valvola di: Valvola di strozzamento utilizzata per l'omonima trasformazione di espansione.

Liquefattore Claude: Impianto funzionante secondo il ciclo Claude utilizzato per la liquefazione industriale di gas (vedi pag. 23).

LTS: Low Temperature Superconductors, materiali superconduttori a bassa temperatura critica (circa 4.2 K, temperatura di liquefazione dell'elio).

MagLev: *Magnetic Levitation*, sistemi utilizzanti magneti superconduttivi ad alto campo per la levitazione di veicoli. Tale levitazione magnetica consente la compensazione della quasi totalità del peso del veicolo mediante attrazione o repulsione tra elettromagneti.

Matrice di un rigeneratore: Materiale finemente diviso interno ad un rigeneratore utilizzato come accumulatore temporaneo di calore, e responsabile dello scambio termico col fluido in due fasi successive di accumulo e rilascio.

Mesh: Unità convenzionalmente usata per esprimere le dimensioni di maglia di una rete metallica, espressa in numero di fori per pollice quadrato (es. 50 mesh = 50×50 fori per pollice quadrato).

NMR: *Nuclear Magnetic Resonance*, fenomeno fisico per cui un nucleo atomico dotato di momento magnetico assorbe energia da un campo magnetico. La NMR ha importanti applicazioni diagnostiche in campo medico.

Periodo di raffreddamento (della matrice): Con riferimento al funzionamento di un rigeneratore di calore, periodo durante il quale la matrice rilascia il proprio calore al fluido freddo.

Periodo di riscaldamento (della matrice): Con riferimento al funzionamento di un rigeneratore di calore, periodo durante il quale il fluido caldo cede il proprio calore alla matrice.

Potenza refrigerante: Calore estratto dall'ambiente freddo nell'unità di tempo. Nel testo è indicata col simbolo W_{th} per distinguerla dalla potenza elettrica assorbita (W_e).

Recuperatore: (vedi Scambiatore recuperativo di calore).

Refrigeratore Joule-Brayton: Impianto simile ad un liquefattore Claude ma utilizzato ai fini della sola refrigerazione, privo dello stadio finale di Joule-Thomson (vedi pag. 23).

Rigeneratore: (vedi Scambiatore rigenerativo di calore).

Rpm: Revolutions Per Minute, numero di giri al minuto.

Scambiatore recuperativo di calore: Dispositivo in cui un fluido caldo ed uno freddo scorrono all'interno di due distinti condotti, separati da una parete solida attraverso la quale il calore è trasferito per conduzione (vedi pag. 34).

Scambiatore rigenerativo di calore: Dispositivo dotato di un solo condotto, attraverso il quale scorrono alternativamente il fluido caldo e quello freddo. Lo scambio termico è portato a termine in due fasi successive, tramite l'assorbimento e il rilascio di calore da parte della matrice (vedi pag. 36).

Sistema cryogen-cooled: Sistema utilizzante materiali superconduttori richiedente l'apporto di fluidi criogenici per il raffreddamento.

Sistema cryogen-free: Sistema utilizzante materiali superconduttori raffreddati per refrigerazione diretta ad opera di uno o più cryocooler, senza l'apporto di fluidi criogenici dall'esterno.

SMES: Superconducting Magnetic Energy Storage, sistemi di immagazzinamento di energia magnetica tramite avvolgimenti superconduttivi.

SQUID: Superconducting Quantum Interference Device, sensore superconduttivo di flusso magnetico, utilizzato anche nelle macchine per la risonanza magnetica (vedi NMR).

Stirling, Ciclo di: Ciclo termodinamico costituito da due trasformazioni isoterme reversibili e da due trasformazioni isocore reversibili (vedi pag. 13).

Volume nocivo: In generale un volume vuoto interno ad una macchina a fluido che ne determina uno scadimento delle prestazioni.

CAPITOLO 1

LE APPLICAZIONI E LA CLASSIFICAZIONE DEI CRYOCOOLER

1.1 INTRODUZIONE: APPLICAZIONI TECNOLOGICHE DEI CRYOCOOLER

Nel 1908, H. K. Onnes raggiunse per la prima volta la liquefazione dell'elio e pochi anni dopo scoprì le proprietà superconduttive del mercurio (1911) [1]. Da allora, la tecnologia per il raffreddamento alle temperature criogeniche si è sviluppata parallelamente alla tecnologia della superconduttività, in aree fondamentali come l'energetica, l'elettronica, la medicina, la ricerca scientifica e l'esplorazione spaziale.

Recentemente lo sviluppo di piccoli ed affidabili cryocooler è stato fortemente stimolato dall'emergere di specifiche applicazioni che richiedono modeste potenze refrigeranti, fra le quali:

- a) Pompe criogeniche per il vuoto spinto (industria dei semiconduttori, camere per la simulazione dell'ambiente spaziale, acceleratori di particelle);
- b) Raffreddamento di sensori (sensori di radiazione infrarossa per la ricerca geologica, per la visione notturna, per la guida di missili, sensori di raggi gamma per la ricerca astrofisica);
- c) Raffreddamento di componenti elettronici ed altri dispositivi superconduttori (amplificatori freddi, SQUID, magneti superconduttivi, SMES);
- d) Raffreddamento di campioni e provini per la ricerca scientifica e medica;
- e) Raffreddamento degli scudi termici e ricondensazione del liquido criogenico nelle macchine per la risonanza magnetica (NMR: Nuclear Magnetic Resonance).

Per queste applicazioni, la potenza refrigerante richiesta varia da pochi Watt a 4 K fino ad alcune decine di Watt ad 80 K. Questi carichi termici sono limitati rispetto alle elevate potenze richieste negli impianti industriali di liquefazione, per i quali sono stati sviluppati e progettati grandi refrigeratori basati sui processi di Claude o di Joule-Brayton. In questi impianti, grandi pistoni o turbine sono utilizzati per effettuare l'espansione del fluido refrigerante. In tal modo, grazie al processo di espansione quasi isentropico ed all'estrazione di lavoro meccanico, si raggiungono rendimenti termodinamici molto elevati, che possono ar-

rivare fino al 30÷40% del rendimento teorico previsto dal ciclo ideale di Carnot [2]. D'altra parte questi sistemi sono troppo complessi per essere convenientemente miniaturizzati, e riducono drasticamente la loro efficienza al diminuire delle dimensioni dell'impianto. Per questo motivo i piccoli cryocooler sono sviluppati sulla base di altri principi di funzionamento: Stirling, Gifford-McMahon, Joule-Thomson e, più recentemente, pulse-tube. I relativi cicli termodinamici di funzionamento permettono la progettazione di cryocooler molto più semplici e facilmente miniaturizzabili.

Grazie ad un'elevata affidabilità e semplicità costruttiva, il cryocooler di tipo Gifford-McMahon è oggi largamente utilizzato, ed è prodotto in una vasta serie di potenze refrigeranti. Il suo successo è dovuto principalmente ad una provata affidabilità, alla minima manutenzione richiesta grazie alla limitata velocità di funzionamento, ed alla tecnologia collaudata. Versioni commerciali aventi diverse potenze refrigeranti, temperature di refrigerazione e dimensioni sono prodotte e vendute da varie case costruttrici, fra le quali Sumitomo Heavy Industries [26], Cryomech [27], Leybold [28], ARS [29].

I materiali superconduttori tuttora più frequentemente utilizzati sono i cosiddetti LTS (Low Temperature Superconductor), come ad esempio il NbTi (con temperature di utilizzo dell'ordine dei 4 K) o il Nb₃Sn (con temperature di utilizzo fino a 10 K). Nel 1986 sono stati scoperti i cosiddetti materiali HTS (High Temperature Superconductor), cioè materiali ceramici che presentano proprietà superconduttive a temperature maggiori [4]. Fra questi figurano il Bi-2223 (formula chimica Bi₂Sr₂Ca₂Cu₃O₁₀) oppure il Bi-2212 (formula chimica Bi₂Sr₂Ca₁Cu₂O₈). Questi materiali sono tuttora in fase di sviluppo, e sono dotati di caratteristiche tali da presentare applicazioni pratiche per temperature di refrigerazione dell'ordine dei 10÷20 K o superiori.

Uno dei maggiori ostacoli alla diffusione di dispositivi superconduttori commerciali è stato per molti anni la necessità di utilizzare liquidi criogenici (in particolare elio ed azoto) per operare il raffreddamento dei materiali. Per molte applicazioni, i magneti superconduttori sono economicamente competitivi con i magneti convenzionali, ma la soluzione superconduttiva è stata spesso scartata a causa delle problematiche connesse al trasporto, stoccaggio e rifornimento periodico di liquidi criogenici. Recentemente, il grande sviluppo di piccoli, semplici ed affidabili cryoccoler in grado di raggiungere temperature utili di refrigerazione inferiori ai 10 K ha permesso lo sviluppo di una nuova generazione di dispositivi superconduttivi che non richiedono l'apporto di fluidi criogenici esterni (i cosiddetti sistemi cryogen-free).

La chiave di volta che ha permesso questo grande sviluppo è stato l'utilizzo di speciali materiali a transizione magnetica all'interno degli scambiatori di calore di tali refrigeratori, in grado di determinare un incremento delle prestazioni tale da permettere temperature di refrigerazione molto inferiori a quelle possibili fino ad alcuni anni fa. Grazie all'utilizzo di tali materiali sono stati sviluppati e resi disponibili sul mercato piccoli cryocooler di tipo Gifford-McMahon in grado di raggiungere temperature utili di refrigerazione inferiori ai 4 K con potenze refrigeranti dell'ordine del Watt [3].

Un sistema superconduttivo di tipo cryogen-free non necessita di alcuna conoscenza o precauzione particolare per essere utilizzato. Una volta connesso alla rete elettrica ed alimentato provvede autonomamente al proprio raffreddamento senza bisogno di alcun apporto esterno, risultando, per quanto riguarda semplicità di utilizzo e norme di sicurezza, equivalente ad un sistema tradizionale non superconduttivo. I principali vantaggi di un sistema di tipo cryogen-free rispetto ad un sistema raffreddato con liquidi criogenici sono [5]:

- Minori costi operativi, grazie alla mancata necessità di effettuare rifornimenti periodici di liquidi criogenici;
- Semplicità d'uso: non è necessaria alcuna conoscenza specifica particolare per il funzionamento, basta provvedere all'alimentazione elettrica ed avviare il cryocooler. Il sistema assicura un funzionamento autonomo duraturo, senza necessitare di alcuna manutenzione particolare per migliaia di ore;
- Sicurezza: non essendo necessario l'utilizzo di fluidi criogenici, si elimina la necessità di fornire norme di sicurezza e corsi di addestramento particolari per il personale:
- Compattezza: le dimensioni di un sistema cryogen-free sono generalmente minori di quelle di un sistema cryogen-cooled, in quanto non è presente il serbatoio di accumulo per il fluido criogenico di refrigerazione;
- Maggiore flessibilità e facilità di integrazione nell'impianto: un sistema cryogenfree può funzionare ovunque sia presente una presa di corrente, senza problemi di
 posizionamento del dispositivo in funzione delle manovre necessarie all'approvvigionamento e al rifornimento di liquidi criogenici.

Un'innovazione di questo tipo è destinata a rivoluzionare l'intera panoramica dei dispositivi superconduttivi commercialmente disponibili, e di decretarne la definitiva diffusione. Le prime macchine per la risonanza magnetica nucleare (NMR), ad esempio, richiedevano rifornimenti periodici di elio liquido a scadenza mensile. Il primo passo verso l'eliminazione di questo problema è stato l'introduzione di un piccolo cryocooler Gifford-McMahon atto a raffreddare opportuni scudi termici alla temperatura di circa 50 K. Tale soluzione è oggi universalmente utilizzata e permette di estendere il periodo di rifornimento dell'elio liquido fino ad un anno. Il passo successivo sarà quello di utilizzare un cryocooler in grado di raggiungere una temperatura di refrigerazione di 4 K, e quindi di provvedere direttamente al raffreddamento dei materiali superconduttori per la risonanza magnetica [6]. In tal modo sarà definitivamente risolto il problema dell'approvvigionamento di liquido criogenico, con i problemi di logistica (produzione e stoccaggio), sicurezza e competenze tecniche che comporta. In Fig. 1.1 è mostrata una macchina per la NMR.



Fig. 1.1: Macchina per la risonanza magnetica nucleare. Grazie all'utilizzo di un piccolo cryocooler GM per il raffreddamento degli scudi termici oggi l'intervallo per il rifornimento di elio liquido è di circa un anno. In futuro questo problema sarà definitivamente superato, grazie alla tecnologia dei sistemi cryogen-free [7].

Un'area in cui la tecnologia superconduttiva risulta particolarmente interessante e che trarrà sicuramente grande vantaggio dalla tecnologia dei sistemi cryogen-free è quella dei magneti ad alto campo. Le aree di applicazione di tali magneti sono le più disparate (sistemi a levitazione magnetica MagLev, sistemi SMES per l'accumulo di energia, sistemi per la produzione di monocristalli di silicio per l'industria dei semiconduttori, ecc...). Grazie allo sviluppo di piccoli cryocooler Gifford-McMahon a due stadi in grado di raggiungere (grazie all'utilizzo di materiali magnetici all'interno dello scambiatore di calore) temperature di refrigerazione di 4 K, è oggi possibile progettare sistemi cryogen-free in cui il magnete è raffreddato per contatto diretto col secondo stadio del cryocooler, mentre il primo stadio è utilizzato per il raffreddamento degli scudi termici.

Per limitare l'apporto di calore per effetto Joule generato lungo i discendenti di corrente, nell'ultimo tratto in prossimità del magnete si utilizzano materiali superconduttori HTS. Ciò, unitamente all'utilizzo combinato degli scudi termici, di speciali materiali isolanti multistrato e del vuoto spinto, permette di limitare la potenza refrigerante richiesta alla temperatura di 4 K a meno di un Watt, rendendo quindi sufficiente l'utilizzo di un cryocooler Gifford-McMahon per il raffreddamento autonomo del sistema. In Fig. 1.2 è rappresentato lo schema di un magnete superconduttivo raffreddato con tecnologia cryogen-free [3]. Un sistema di questo tipo non necessita di nessun accorgimento particolare per essere utilizzato rispetto ad un sistema tradizionale non superconduttivo: basta collegarlo alla rete elettrica ed avviare il cryocooler.

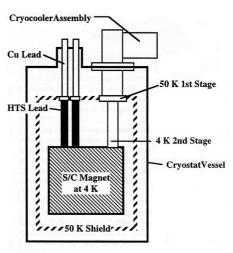


Fig. 1.2: Schema di un magnete superconduttivo cryogen-free [3].

La recente disponibilità di sistemi di questo tipo apre nuove possibilità applicative ai dispositivi superconduttivi che, nonostante la competitività rispetto agli analoghi dispositivi di tipo tradizionale, hanno stentato a diffondersi commercialmente a causa soprattutto della necessità di essere periodicamente riforniti con fluidi criogenici. Nel campo dei sistemi di accumulo di energia di tipo SMES, ad esempio, è stato recentemente sviluppato un sistema cryogen-free con un magnete superconduttore in Nb₃Sn operante alla temperatura di 10 K. Per il raffreddamento dell'intero sistema sono utilizzati due cryocooler Gifford-McMahon aventi una potenza refrigerante di 8 Watt. In Fig. 1.3 è rappresentato uno schema dello SMES [8].

Per aumentare la competitività commerciale dei sistemi superconduttori rispetto a quelli tradizionali si sta cercando di aumentare la temperatura di funzionamento. L'utilizzo dei nuovi materiali HTS (come ad esempio il Bi-2223 o il Bi-2212) permette di passare da temperature operative di circa 4 K (nel caso di NbTi) o 10 K (nel caso di Nb₃Sn) a temperature che, nelle applicazioni tecnologiche attuali, sono dell'ordine dei 15÷20 K. L'innalzamento della temperatura operativa di un sistema cryogen-free determina un abbattimento dei costi energetici di funzionamento dell'impianto. Infatti, a parità di potenza meccanica del compressore e quindi di consumo energetico, la potenza refrigerante di un

cryocooler risulta fortemente dipendente dalla temperatura alla quale essa è prodotta. Un cryocooler Gifford-McMahon in grado di generare una potenza refrigerante di circa 1 W_{th} alla temperatura di 4 K presenta una potenza di circa 10 W_{th} se funzionante a 10 K [8], risultando la potenza refrigerante crescente all'aumentare della temperatura (*).

Uno sistema SMES cryogen-free con magnete in materiale HTS operante alla temperatura di 20 K è attualmente allo studio in Giappone grazie ad un progetto finanziato dal NEDO (New Energy and Industrial Technology Development Organization) che vede coinvolti vari istituti di ricerca e compagnie (fra cui Toshiba, Fuji Electric, Kobe Steel, Hitachi Cable, Showa Electric Wire and Cable ecc...) [9].

Un altro progetto allo studio riguarda l'applicazione dei materiali HTS alla tecnologia utilizzata nell'industria dei semiconduttori per la produzione di monocristalli di silicio. Tale progetto è parzialmente finanziato, sempre in Giappone, dal METI (Ministry of Economy, Trade and Industry) e vede impegnate nello sviluppo Toshiba, Sumitomo Electric Industries, e Shin-Etsu Handotai [10]. Il sistema sviluppato permette la produzione di monocristalli di silicio con diametro fino a 8 pollici, ed è mostrato in fotografia in Fig. 1.4, mentre la Fig. 1.5 ne illustra il funzionamento di principio. Per il raffreddamento di ognuno dei due magneti, il sistema utilizza un singolo cryocooler Gifford-McMahon avente una potenza refrigerante di circa 10 W_{th} alla temperatura di 20 K. La potenza assorbita dal compressore necessario al funzionamento del cryocooler è di 3.3 kW_e. Tale sistema permette un risparmio dei costi energetici di funzionamento di circa il 66% rispetto ad un sistema analogo utilizzante un materiale LTS e funzionante alla temperatura di 4 K.

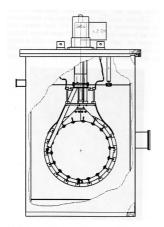


Fig. 1.3: Schema di un sistema SMES di tipo cryogen-free. Per il raffreddamento del sistema sono utilizzati due cryocooler Gifford-McMahon aventi una potenza refrigerante di 8 Watt a 10 K. Il raffreddamento del magnete avviene per contatto diretto [8].



Fig. 1.4: Sistema per la produzione di monocristalli di silicio per l'industria dei semiconduttori utilizzante magneti in materiale HTS (Bi-2223). L'elevata temperatura di funzionamento (fino a 20 K) determina un risparmio energetico di circa il 66% rispetto alla soluzione analoga utilizzante materiali LTS operanti alla temperatura di 4 K [10].

(*) Nel seguito si utilizzano rispettivamente i simboli W_{th} e W_e con riferimento alla potenza refrigerante prodotta dal cryocooler (calore estratto dall'ambiente freddo nell'unità di tempo) ed alla potenza elettrica assorbita. Un altro campo di utilizzo della tecnologia dei magneti superconduttivi è rappresentato dai sistemi a levitazione magnetica (MagLev). Anche in questo campo si sta sperimentando l'applicazione congiunta della tecnologia cryogen-free e dei materiali HTS, al fine di abbattere i costi operativi. La fotografia in Fig. 1.6 mostra una linea MagLev sperimentale della lunghezza di 20 km presente in Giappone. Il convoglio è in grado di viaggiare alla velocità di 550 km/h [7].

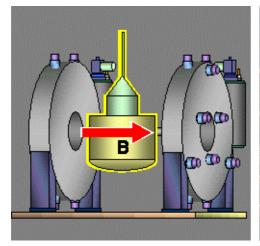




Fig. 1.5: Schema di funzionamento del magnete per la produzione di monocristalli di silicio [11].

Fig. 1.6: Treno a levitazione magnetica MagLev [7].

In definitiva, la tecnologia dei sistemi superconduttivi cryogen-free è oggi matura ed è già utilizzata in molte applicazioni scientifiche ed industriali. Se saranno resi disponibili sul mercato materiali superconduttori HTS a costi comparabili con quelli dei materiali LTS, la complessità ed i costi operativi di questi sistemi diminuirà ulteriormente fino a diventare economicamente convenienti rispetto ai tradizionali sistemi non superconduttivi in molti ambiti tecnologici, determinandone la definitiva diffusione commerciale [6].

1.2 LA CLASSIFICAZIONE DEI CRYOCOOLER

Un cryocooler è un refrigeratore criogenico, cioè un dispositivo atto a produrre una refrigerazione ad una temperatura inferiore ai 120 K. All'interno di questa categoria rientra una vasta serie di dispositivi, caratterizzati da diverse modalità di funzionamento, potenze e temperature di refrigerazione. Col termine di cryocooler ci si riferisce quindi ad una classe di apparecchi le cui dimensioni e forme costruttive sono le più disparate, così come sono diverse le caratteristiche richieste da un grande impianto di liquefazione industriale rispetto alle esigenze di raffreddamento di un sensore o di un componente elettronico.

Per avere una visione globale della produzione attuale di cryocooler, è possibile classificare questa vasta serie di dispositivi in base ai diversi parametri che ne caratterizzano il funzionamento. Nella classificazione seguente i parametri considerati sono [12]:

- la temperatura di refrigerazione (in generale compresa fra 0 K e 120 K);
- la potenza refrigerante (dalle frazioni di W_{th} alle decine di kW_{th});
- il tipo di funzionamento (rotativo, alternativo o ibrido);

- il tipo di scambiatore di calore utilizzato (recuperativo o rigenerativo);
- la modalità di regolazione del flusso di fluido refrigerante (tramite variazioni di volume o per mezzo di valvole).

La temperatura di refrigerazione

A seconda del tipo di cryocooler e dell'utilizzo considerato, la temperatura di refrigerazione è in generale compresa fra 0 K e 120 K. Ai fini della classificazione si è soliti dividere tale banda di temperature in sei livelli [12]:

i. Livello 1: $60\div120~\mathrm{K}$ iv. Livello 4: $4\div10~\mathrm{K}$ ii. Livello 2: $20\div60~\mathrm{K}$ v. Livello 5: $1\div4~\mathrm{K}$ iii. Livello 3: $10\div20~\mathrm{K}$ vi. Livello 6: meno di $1~\mathrm{K}$

La potenza refrigerante

La potenza refrigerante di un cryocooler è strettamente legata alla relativa temperatura di refrigerazione, per cui è sempre espressa con riferimento ad essa. Le usuali temperature di riferimento sono 1 K, 4 K, 20K, 80 K e 120 K, le quali corrispondo approssimativamente alle temperature di liquefazione a pressione atmosferica dell'elio (4 K), dell'idrogeno (20 K), dell'azoto (80 K) e del metano (120 K). La classificazione dei cryocooler in base alla potenza refrigerante è mostrata in Tab. 1.1.

Tab. 1.1: Classificazione dei cryocooler in base alla potenza refrigerante e alla relativa temperatura di refrigerazione [12].

Classificazione	Potenza refrigerante						
Ciassificazione	1 K	4 K	20 K	80 K	120 K		
Micro (per il raffred- damento di componenti elettronici)	-	-	<0.25 W _{th}	<1 W W _{th}	<1.5 W _{th}		
Mini (potenza limitata per applicazioni elet- troniche o strumenti)	-	<0.5 W _{th}	<2 W _{th}	<8 W _{th}	$<$ 12 W_{th}		
Piccoli (per laboratori scientifici e dispositivi superconduttivi com- merciali)	<1 W_{th}	<10 W _{th}	<100 W _{th}	<0.8 kW _{th}	<1.2 kW _{th}		
Intermedi (piccoli impianti di liquefazione e dispositivi superconduttivi industriali)	<25 W _{th}	<100 W _{th}	<1 kW _{th}	<15 kW _{th}	<25 kW _{th}		
Grandi (impianti di li- quefazione industriali)	>25 W _{th}	$> 100 \ W_{th}$	$>1 \text{ kW}_{\text{th}}$	>15 kW _{th}	>25 kW _{th}		

Il tipo di funzionamento (rotativo o alternativo)

Un cryocooler in generale comprende un compressore e un'unità di espansione (vedi schema in Fig. 1.7). Entrambi possono essere di tipo rotativo o alternativo, oppure appartenere a categorie diverse [12].

Macchine rotanti. A parità di dimensioni e peso elaborano grandi flussi volumetrici grazie alla capacità di operare a velocità elevate. Sono relativamente poco efficienti se miniaturizzate, mentre ottengono rendimenti molto elevati all'aumentare delle dimensioni e della velocità operativa. Sono poco adatte a lavorare in condizioni diverse da quelle ottimali di progetto, per cui risultano indicate soprattutto per un utilizzo continuo e stabile. Data l'assenza di superfici striscianti, la loro affidabilità e durata risulta molto elevata.

Tali sistemi sono utilizzati soprattutto nei grandi impianti di liquefazione industriali, dove sono richieste elevatis-

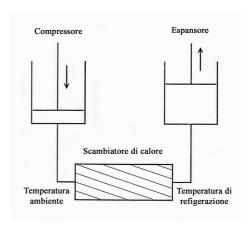


Fig. 1.7: Schema di principio di un cryocooler.

sime potenze ed alta efficienza, e dove le condizioni di funzionamento sono stazionarie.

Macchine alternative. In termini di efficienza operativa, risentono meno della dimensione di scala possono quindi essere più facilmente miniaturizzate, fermo restando che l'influenza delle perdite meccaniche e termiche sull'efficienza globale risulta crescente al diminuire delle dimensioni dell'impianto.

Possono operare su una larga gamma di pressioni e funzionare anche in condizioni lontane da quelle ottimali di progetto. Per minimizzare attrito e usura, devono operare a bassi regimi di rotazione, spesso un ordine di grandezza inferiori rispetto alle macchine rotanti. A parità di portata volumetrica elaborata, presentano quindi dimensioni e pesi maggiori. Il gran numero di parti in movimento e superfici striscianti comporta inoltre una minore affidabilità e durata.

Macchine ibride. Frequentemente, specie per le fasce di potenza non elevate, si sceglie una combinazione di compressore alternativo ed espansore rotativo. Il processo di espansione di un gas è infatti notevolmente più semplice da ottenere rispetto alla compressione. In una turbina, il gas si porta spontaneamente ad un minore livello energetico. In un compressore rotativo bisogna invece utilizzare complicati accorgimenti aerodinamici per incrementare la pressione del gas contro la sua naturale tendenza. Lo stesso incremento di pressione si può ottenere in modo più semplice con un compressore alternativo, raggiungendo rapporti di compressione molto maggiori.

Il tipo di scambiatore di calore (recuperatore o rigeneratore)

Gli scambiatori di calore sono elementi fondamentali per ogni tipo di cryocooler. Possono essere divisi in due categorie: recuperatori e rigeneratori [12].

Uno *scambiatore di calore di tipo recuperativo* è un dispositivo in cui sono previsti due distinti condotti, rispettivamente per il fluido caldo e quello freddo. I flussi sono separati da una parete solida, attraverso la quale il calore è trasferito per conduzione. A seconda dei casi i fluidi possono scorrere in modo continuo o periodico. In Fig. 1.8 è mostrato lo schema di un recuperatore di calore funzionante in controflusso.

Uno *scambiatore di calore di tipo rigenerativo* è invece dotato di un solo condotto, attraverso il quale scorrono alternativamente il fluido caldo e quello freddo. La matrice del rigeneratore, composta da un fine aggregato di maglie metalliche o microsfere, può essere pensata come un serbatoio che alternativamente accumula e rilascia calore, mentre lo scambio termico fra i due flussi è portato a termine in due fasi successive. In Fig. 1.9 è mostrato lo schema di un rigeneratore di calore.

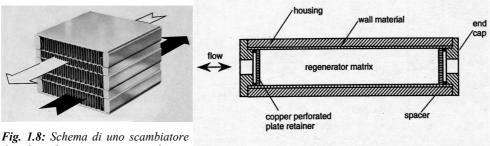


Fig. 1.8: Schema di uno scambiatore di calore di tipo recuperativo funzionante in controflusso [13].

Fig. 1.9: Schema di un rigeneratore di calore [15].

Entrambi i tipi di scambiatori possono essere usati sia in controflusso, vale a dire con il fluido caldo e quello freddo che scorrono in direzioni opposte, che in equiflusso. Il funzionamento in controflusso comporta un'efficienza di scambio termico molto maggiore.

Il tipo di scambiatore di calore utilizzato, rigenerativo o recuperativo, è una caratteristica fondamentale che identifica la particolare famiglia di appartenenza della macchina. Fra i cryocooler che utilizzano uno scambiatore di calore di tipo rigenerativo figurano le macchine di tipo Gifford-McMahon e Stirling. Fra quelli che utilizzano un recuperatore figurano invece le macchine di tipo Joule-Thomson, Brayton e Claude. Esistono poi soluzioni ibride (come il cryocooler GM/JT o il cryocooler Stirling/JT) che utilizzano sia un recuperatore che un rigeneratore di calore.

La modalità di regolazione del flusso

Un'altra caratteristica chiave ai fini della classificazione dei cryocooler è il modo in cui il flusso del fluido refrigerante è regolato: tramite variazioni di volume o per mezzo di valvole [12]. Tutte le macchine recuperative utilizzano valvole, quindi la classificazione in base alla modalità di regolazione del flusso si riferisce ai soli cryocooler di tipo rigenerativo. In particolare si parla di macchine di tipo Stirling quando il flusso è controllato mediante variazioni di volume (come per il cryocooler Stirling o il cryocooler Vuilleumier), mentre le macchine di tipo Ericsson sono quelle che utilizzano valvole per la regolazione del flusso (è questo il caso del cryocooler Gifford-McMahon).

La distinzione fra macchine che utilizzano valvole o meno è fondamentale, ed ha un profondo impatto sul progetto, sul funzionamento e sulle caratteristiche del cryocooler considerato. La Fig. 1.10 mostra uno schema riassuntivo della classificazione dei cryocooler in base al tipo di scambiatore di calore utilizzato ed alla modalità di regolazione del flusso.

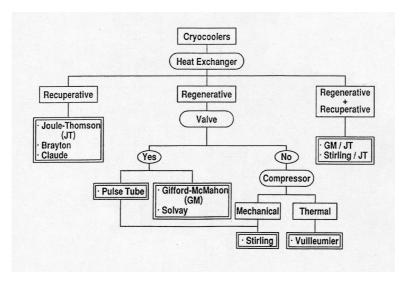


Fig. 1.10: Schema riassuntivo della classificazione dei cryocooler in base al tipo di scambiatore di calore utilizzato e della modalità di regolazione del flusso [16].

1.3 LO SCOPO DELLA RICERCA

All'interno della vasta serie di cryocooler presentata, la classe dei piccoli cryocooler è stata recentemente oggetto di grande interesse e sviluppo. L'utilizzo di materiali a transizione magnetica all'interno dello scambiatore di calore di questi dispositivi ha esteso notevolmente verso il basso le temperature di refrigerazione, fino a portare all'attuale disponibilità commerciale di cryocooler di tipo Gifford-McMahon in grado di fornire una potenza refrigerante dell'ordine del W_{th} ad una temperatura di circa 4 K (Sumitomo Heavy Industries, Cryomech, Leybold, ARS) [26; 27; 28; 29]. Ciò ha permesso la progettazione di sistemi di tipo cryogen-free che si basano solamente sull'utilizzo di uno o più cryocooler per il raffreddamento diretto dei materiali superconduttori, senza la necessità di apporti periodici di fluidi criogenici dall'esterno. La Fig. 1.11 mostra il diagramma del calore specifico di alcuni dei materiali magnetici attualmente più utilizzati. Essi presentano un picco del calore specifico a temperature inferiori ai 10 K, cosa che permette un incremento dell'efficienza dello scambiatore rigenerativo di calore, e quindi un aumento della potenza refrigerante dei cryocooler, alle basse temperature.

Con la recente introduzione dei materiali HTS (come Bi-2223, Bi-2212 ecc...) che presentano proprietà superconduttive a temperature maggiori, è diventato di particolare interesse ai fini delle applicazioni pratiche l'intervallo di temperature che va da 10 K a 20 K. La scoperta di materiali magnetici aventi temperature di transizione comprese in questa fascia di temperature ha aperto la strada alla loro sperimentazione all'interno degli scambiatori rigenerativi di calore, allo scopo di incrementare le prestazioni dei cryocooler a tali temperature. In Fig. 1.12 è rappresentato il diagramma del calore specifico di un nuovo materiale magnetico prodotto nei laboratori della Toshiba, la cui formula chimica è Er(Ni_{0.075}Co_{0.925})₂. Tale materiale presenta un picco del calore specifico pari a ben 2.67 J/cm³K alla temperatura di 15.6 K.

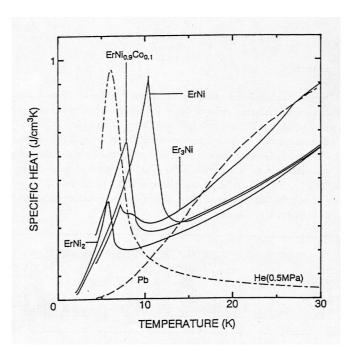


Fig. 1.11: Calori specifici di alcuni dei materiali magnetici attualmente utilizzati [17].

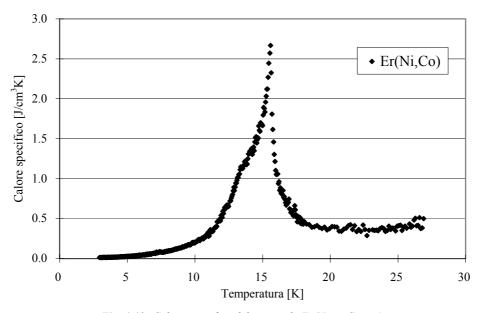


Fig. 1.12: Calore specifico del materiale $Er(Ni_{0.075}Co_{0.925})_2$.

L'attività di ricerca descritta in questo testo è stata svolta in virtù di una collaborazione fra il Dipartimento di Ingegneria Elettrica dell'Università di Bologna, il Department of Energy Sciences del Tokyo Institute of Technology, ed il Superconductivity Application Technology Group della Toshiba Corporation.

L'oggetto di studio è stato un cryocooler sperimentale di tipo Gifford-McMahon a due stadi di refrigerazione, atto a funzionare a temperature comprese fra 10 K e 20 K. La fotografia in Fig. 1.13 mostra il modello di cryocooler utilizzato negli esperimenti. Lo scopo è stato quello di incrementare la potenza refrigerante del cryocooler mediante l'impiego del materiale magnetico Er(Ni_{0.075}Co_{0.925})₂ all'interno del secondo rigeneratore di calore.

È da notare che l'utilizzo dello scambiatore di calore di tipo rigenerativo è comune alla maggior parte dei piccoli cryocooler. Ciò significa che, benché le prove sperimentali riportate in questo testo siano state eseguite solo su un cryocooler di tipo Gifford-McMahon, è ragionevole supporre che analoghi miglioramenti delle prestazioni possano essere riscontrati anche per gli altri tipi di cryocooler che utilizzano lo stesso tipo di scambiatore di calore (come Stirling e pulse-tube).



Fig. 1.13: Il cryocooler sperimentale della Toshiba utilizzato negli esperimenti [7].

CAPITOLO 2

I CICLI TERMODINAMICI

2.1 IL COEFFICIENTE DI PERFORMANCE (COP)

Lo scopo di un refrigeratore è sottrarre una quantità di calore Q_c ad un corpo avente una temperatura T_c inferiore a quella ambientale. Il secondo principio della termodinamica (nella formulazione di Clausius) impone che per eseguire tale operazione, un certo lavoro meccanico W debba essere compiuto su di un fluido in ciclo chiuso. Durante il ciclo, il fluido assorbe il calore Q_c dalla sorgente fredda e rilascia una quantità di calore $Q_h = (Q_c + W)$ alla sorgente calda (ambiente esterno). L'efficienza di questa operazione è espressa dal *coefficiente di prestazione (COP: Coefficient Of Performance)*, definito come il rapporto fra il calore estratto dall'ambiente freddo ed il lavoro meccanico compiuto [18]:

$$COP = \frac{Q_c}{W} \tag{2.1}$$

2.2 I CICLI IDEALI REVERSIBILI: CARNOT, ERICSSON, STIRLING

Il massimo valore del COP è ottenibile seguendo un ciclo termodinamico reversibile, come quello di Carnot. Tale ciclo è rappresentato in Fig. 2.1 su un diagramma temperaturaentropia. Gli scambi di calore fra il fluido e le sorgenti alle temperature T_c e T_h avvengono lungo trasformazioni isoterme reversibili, mentre le fasi di compressione e di espansione sono trasformazioni adiabatiche reversibili (e quindi isentropiche).

Nel diagramma T-S, le quantità di calore scambiato con le sorgenti ad alta e bassa temperatura sono rappresentate dalle aree sottostanti le linee che rappresentano le relative trasformazioni, essendo $Q=\int \delta Q=\int T dS$. Inoltre, il lavoro meccanico W compiuto sul fluido durante un ciclo è rappresentato dall'area interna al ciclo stesso, essendo per il primo principio della termodinamica $W=\oint (dU+\delta Q)=\oint \delta Q$. Da ciò si deduce che il massimo COP ottenibile da un refrigeratore ideale operante secondo il ciclo di Carnot fra le temperature T_c e T_h risulta:

$$COP_{\text{max}} = \frac{T_c}{T_h - T_c} \tag{2.2}$$

In Fig. 2.2 è rappresentato l'inverso del COP nel caso teorico di ciclo ideale di Carnot in funzione della temperatura di refrigerazione T_c , essendo $T_h = 300$ K. Si noti che, pur nel caso teorico di ciclo reversibile, per sottrarre 1 W_{th} a 25 K sono necessari 11 W_m , che diventano 29 W_m per sottrarre 1 W_{th} a 10 K, oppure 74 W_m per sottrarre 1 W_{th} a 4 K (*).

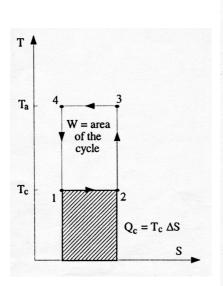


Fig. 2.1: Ciclo di Carnot rappresentato su u diagramma T – S.

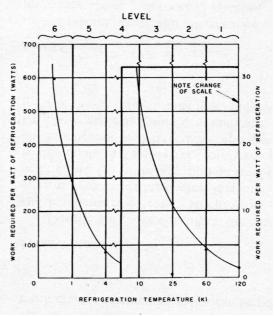


Fig. 2.2: Lavoro meccanico teorico richiesto nel caso di ciclo ideale di Carnot per generare 1 W_{th} di refrigerazione alla temperatura T_c [12].

Per un cryocooler operante ad una temperatura criogenica ($T_c < 120 \text{ K}$), risulta praticamente impossibile operare fra i livelli di pressione previsti dal ciclo di Carnot. Infatti, il rapporto di compressione richiesto supererebbe largamente le attuali limitazioni meccaniche e tecnologiche. Come mostrato in Fig. 2.3, alcune modifiche al ciclo di Carnot permettono di superare questo ostacolo, riducendo notevolmente il rapporto di compressione richiesto senza diminuire l'efficienza termodinamica ideale.

Per ridurre il valore dell'alta pressione (punto 4 in Fig. 2.3) ad un valore ragionevole, le trasformazioni isentropiche di compressione ed espansione del ciclo di Carnot sono sostituite da trasformazioni isocore reversibili (ciclo di Stirling: punti $1 \rightarrow 2 \rightarrow 3' \rightarrow 4'$) oppure isobare reversibili (ciclo di Ericsson: punti $1 \rightarrow 2 \rightarrow 3'' \rightarrow 4''$).

Come mostrato in Fig. 2.3, questi nuovi cicli permettono l'estrazione della stessa quantità di calore $Q_c = \int_1^2 T dS$ (area tratteggiata) rispetto al ciclo di Carnot di origine con lo stesso lavoro meccanico richiesto (l'area racchiusa nel ciclo termodinamico resta infatti costante). Ciò significa che il COP relativo a questi cicli reversibili è uguale a quello raggiungibile dal ciclo di Carnot.

^(*) I pedici th e m indicano rispettivamente la potenza refrigerante prodotta e la potenza meccanica richiesta.

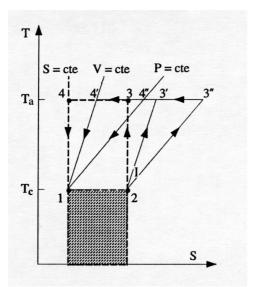


Fig. 2.3: Cicli di Carnot, Stirling e Ericsson rappresentati su un diagramma T—S:

 $1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4$: ciclo di Carnot;

 $1 \rightarrow 2 \rightarrow 3' \rightarrow 4'$: ciclo di Stirling;

 $1 \rightarrow 2 \rightarrow 3'' \rightarrow 4''$: ciclo di Ericsson.

D'altra parte, per seguire una trasformazione isocora (Stirling) o isobara (Ericsson) è necessario uno scambio di calore a temperatura variabile fra il fluido e l'ambiente esterno. Tale scambio di calore (pari a $Q = \int T dS$) è rappresentato sul diagramma T - S dall'area sottostante le linee $2 \rightarrow 3'$ e $4' \rightarrow 1$ per il ciclo di Stirling, oppure $2 \rightarrow 3''$ e $4'' \rightarrow 1$ per il ciclo di Ericsson.

Per un gas perfetto si ha [20]:

$$dH = C_p dT = T dS + V dp (2.3)$$

$$dU = C_V dT = T dS - p dV (2.4)$$

da cui si ottiene:

- per una trasformazione isobara (dp = 0): $\frac{dT}{T} = \frac{dS}{C_p}$
- per una trasformazione isocora (dV = 0): $\frac{dT}{T} = \frac{dS}{C_v}$

Da queste relazioni si deduce che sul diagramma T-S le curve che rappresentano le trasformazioni isobare e isocore per un gas perfetto sono parallele ed aventi pendenza pari rispettivamente a T/C_p e T/C_V . Ciò significa che le quantità di calore scambiato durante le trasformazioni $2 \to 3'$ e $4' \to 1$ oppure $2 \to 3''$ e $4'' \to 1$, sono uguali ed opposte in segno. Quindi, per seguire un ciclo di tipo Stirling o Ericsson è sufficiente utilizzare un recuperatore di calore (nel caso di flusso continuo) oppure un rigeneratore di calore (nel caso di flusso alternato) per effettuare il trasferimento energetico diretto fra il fluido che passa dalla temperatura di refrigerazione alla temperatura ambiente e quello che viceversa passa dalla temperatura ambiente alla temperatura di refrigerazione.

2.3 I PRINCIPI DI FUNZIONAMENTO DEI CRYOCOOLER

I due principali tipi di piccoli cryocooler che seguono i cicli di Ericsson e di Stirling sono rispettivamente il cryocooler Gifford-McMahon e il cryocooler Stirling.

Il cryocooler Gifford-McMahon

Il cryocooler di tipo Gifford-McMahon è progettato per funzionare secondo il ciclo di Ericsson (trasformazioni isobare). Come mostrato schematicamente in Fig. 2.4, i due condotti di alta e bassa pressione di un compressore sono alternativamente messi in comunicazione con un cilindro tramite due valvole di immissione ed emissione. All'interno del cilindro è presente uno scambiatore di calore di tipo rigenerativo in moto sincronizzato con l'apertura e la chiusura delle valvole.

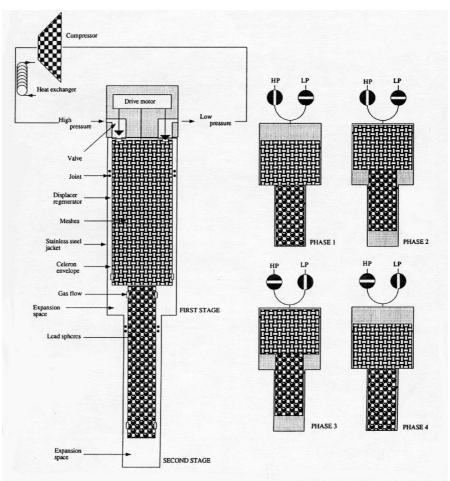


Fig. 2.4: Principio di funzionamento di un cryocooler di tipo Gifford-McMahon [21]:

- Fase 1: immissione del gas ad alta pressione;
- Fase 2: preraffreddamento isobaro;
- Fase 3: espansione isoterma;
- Fase 4: riscaldamento isobaro ed espulsione.

Il processo di funzionamento del cryocooler può essere diviso in quattro fasi:

- Fase 1. Il pistone si trova al punto morto inferiore, la valvola di emissione è chiusa, quella di immissione è aperta. Il gas ad alta pressione entra nella camera superiore a temperatura ambiente (punto 4" in Fig. 2.3).
- Fase 2. La valvola di immissione resta aperta, mentre il pistone si muove verso l'alto. Il gas ad alta pressione fluisce attraverso il rigeneratore, subisce una trasformazione di raffreddamento isobaro, e riempie la camera inferiore a bassa temperatura (trasformazione 4" → 1 in Fig. 2.3).
- Fase 3. Il pistone si trova al punto morto superiore, la valvola di immissione è chiusa, quella di emissione si apre, ponendo il cryocooler in comunicazione col tubo a bassa pressione del compressore. Il gas presente nella camera inferiore subisce un'espansione; l'effetto refrigerante ottenuto può essere utilizzato per il raffreddamento dell'ambiente a bassa temperatura, così che si può supporre che l'espansione avvenga a temperatura costante (trasformazione 1→2 in Fig. 2.3).
- Fase 4. La valvola di emissione rimane aperta, mentre il pistone si muove verso il basso. Il gas a bassa pressione fluisce attraverso il rigeneratore, viene riscaldato a pressione costante, e riempie nuovamente la camera superiore a temperatura ambiente (trasformazione $2 \rightarrow 3''$ in Fig. 2.3).

Nel compressore è presente un opportuno circuito di raffreddamento, per cui si può supporre che in esso il gas subisca una compressione isoterma alla temperatura ambiente.

Il cryocooler Stirling

Il cryocooler di tipo Stirling è progettato per funzionare secondo il ciclo omonimo (trasformazioni isocore). In Fig. 2.5 è rappresentato schematicamente il principio di funzionamento. In un cilindro scorrono due pistoni contrapposti, fra i quali è presente un rigeneratore di calore. La camera di compressione è mantenuta alla temperatura ambiente, mentre la camera di espansione si trova alla temperatura di refrigerazione.

Il processo di funzionamento del cryocooler può essere diviso in quattro fasi:

- Fase 1. Il pistone di espansione è tenuto adiacente al rigeneratore, mentre il pistone di compressione si muove verso sinistra operando una compressione isoterma del fluido. Il lavoro di compressione W_c è trasferito al gas, mentre il calore Q_a è rilasciato all'ambiente (trasformazione $3' \rightarrow 4'$ in Fig. 2.3).
- Fase 2. Entrambi i pistoni vengono mossi simultaneamente verso sinistra, così che il fluido viene trasferito dalla camera di compressione a quella di espansione a volume costante. Passando attraverso il

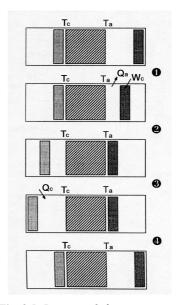


Fig. 2.5: Principio di funzionamento di un cryocooler Stirling [21]:

Fase 1: compressione isoterma;

Fase 2: raffreddamento isocoro;

Fase 3: espansione isoterma;

Fase 4: riscaldamento isocoro.

rigeneratore, il gas viene raffreddato dalla temperatura ambiente alla temperatura di refrigerazione (trasformazione $4' \rightarrow 1$ in Fig. 2.3).

- Fase 3. Il pistone di compressione è tenuto adiacente al rigeneratore, mentre il pistone di espansione continua il suo moto verso sinistra operando l'espansione del gas. L'effetto refrigerante Q_c può essere utilizzato, così che si può supporre che l'espansione avvenga a temperatura costante (trasformazione $1 \rightarrow 2$ in Fig. 2.3).
- Fase 4. Entrambi i pistoni vengono ora mossi simultaneamente verso destra in modo da trasferire il gas espanso dalla camera di espansione a quella di compressione a volume costante. Attraverso il rigeneratore, il gas viene riscaldato dalla temperatura di refrigerazione alla temperatura ambiente (trasformazione 2 → 3' in Fig. 2.3). Teoricamente, il calore rilasciato dal rigeneratore al fluido equivale a quello precedentemente accumulato durante la fase di raffreddamento isocoro.

L'espansione di Joule-Thomson

L'espansione di un gas attraverso una valvola di strozzamento senza scambio di calore né lavoro meccanico è un processo isentalpico. Ciò è conseguenza del primo principio della termodinamica per un sistema aperto, il quale con riferimento alle grandezze specifiche per unità di massa fluente (denotate con le lettere minuscole) risulta [20]:

$$\Delta h = q - w;$$
 $q = 0$ $\Rightarrow \Delta h = 0$ (2.5)

dove per i segni si è rispettata la convenzione termodinamica, secondo la quale il calore è positivo quando è entrante nel sistema mentre il lavoro è positivo quando è fatto dal sistema. Tale espansione isentalpica è chiamata espansione di Joule-Thomson.

La variazione di entalpia di un gas reale può essere in generale espressa come [20]:

$$dh = c_p dT + \left[v - T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \right] dp \tag{2.6}$$

Da tale espressione si può determinare il rapporto fra la variazione di temperatura e la variazione di pressione durante l'espansione. Questo rapporto è detto coefficiente di effetto Joule-Thomson [20]:

$$\mu_h = \left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_h = \frac{1}{c_p} \left[T \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p - v \right]$$
(2.7)

Per un gas perfetto, per il quale vale l'equazione di stato pv = RT, si ha $(\partial v/\partial T)_p = v/T$ da cui $\mu_h = 0$. Non vi è quindi alcun effetto refrigerante associato all'espansione isentalpica di un gas perfetto. Per un gas reale, invece, μ_h è in generale diverso da zero e può assumere valori negativi o positivi. Ciò è rappresentato nella Fig. 2.6, in cui le linee a entalpia costante per un gas reale sono tracciate su un diagramma temperatura-pressione. La linea in neretto, detta curva di inversione, rappresenta gli stati termodinamici per i quali $\mu_h = 0$. A seguito di un'espansione Joule-Thomson, all'interno di tale linea si ha un effetto refrigerante ($\mu_h > 0$), mentre all'esterno si ha un aumento di temperatura del gas ($\mu_h < 0$). In figura è rappre-

sentata anche la temperatura massima di inversione, cioè quella temperatura (caratteristica di ogni gas) al di sopra della quale non è possibile ottenere un effetto refrigerante per mezzo di un'espansione di Joule-Thomson. In Tab. 2.1 sono riportate le temperature massime di inversione di alcuni comuni fluidi criogenici.

Si noti che alla temperatura ambiente l'espansione dei gas neon, idrogeno ed elio non determina alcun effetto refrigerante. Per essere utilizzati in una valvola di Joule-Thomson questi gas devono quindi essere preraffreddati al di sotto delle relative temperature di inversione.

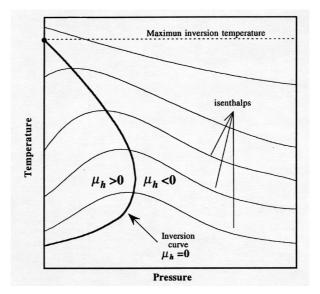


Fig. 2.6: Curva di inversione Joule-Thomson [21].

Tab. 2.1: Massima temperatura di inversione Joule-Thomson per alcuni comuni fluidi criogenici [1].

	Ossigeno	Argon	Azoto	Aria	Neon	Idrogeno	Elio
Tmax inv [K]	893	794	621	603	260	205	51

L'espansione di Joule-Thomson è fondamentalmente un processo irreversibile, per cui il *COP* di un refrigeratore che utilizza tale trasformazione è limitato. Nonostante ciò, tale soluzione è piuttosto diffusa a causa della sua semplicità di funzionamento e all'assenza di parti in movimento a bassa temperatura.

In Fig. 2.7 è rappresentato un tipico ciclo frigorifero che utilizza un'espansione di Joule-Thomson. Il gas ad alta pressione è preraffreddato $(1 \rightarrow 2)$ dal gas a bassa pressione $(4 \rightarrow 5)$ in uno scambiatore recuperativo di calore in controflusso. Se lo scambiatore è opportunamente dimensionato, così che la temperatura T_2 è sufficientemente bassa, a seguito dell'espansione attraverso la valvola di strozzamento si ottiene uno stato bifase liquidovapore in equilibrio alla temperatura di refrigerazione T_c e alla relativa pressione di ebollizione BP (punto 3). Quindi, la temperatura di refrigerazione T_c è determinata dal valore della bassa pressione. L'effetto refrigerante si ottiene grazie all'evaporazione della frazione di liquido $(3 \rightarrow 4)$.

Applicando la (2.5) al sistema aperto interno alla linea tratteggiata in figura 2.7, si ha che, nell'ipotesi in cui lo scambiatore di calore sia perfettamente isolato dall'ambiente esterno, la potenza refrigerante specifica per unità di massa fluente (q_c) è data dalla differenza fra l'entalpia specifica del gas ad alta e a bassa pressione al lato caldo dello scambiatore [21]. Per uno scambiatore di calore ideale la differenza di temperatura fra il gas ad alta e a bassa

pressione è nulla, quindi la massima potenza refrigerante teorica è data dalla variazione isoterma dell'entalpia fra i due livelli di pressione alla temperatura ambiente T_a :

$$q_{c \max} = (\Delta h)_{T_a} \tag{2.8}$$

Per una data bassa pressione (che spesso corrisponde alla pressione atmosferica), la massima potenza refrigerante specifica è una funzione del valore dell'alta pressione, ed esiste un valore ottimo, caratteristico di ogni gas, che massimizza tale potenza. La Fig. 2.8 rappresenta l'andamento della potenza refrigerante specifica al variare dell'alta pressione per i gas azoto e argon, che sono comunemente usati per temperature di refrigerazione attorno agli 80 K.

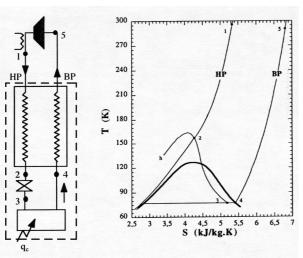


Fig. 2.7: Schema e ciclo termodinamico di funzionamento di un refrigeratore Joule-Thomson [21].

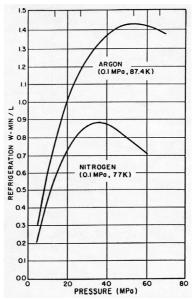


Fig. 2.8: Potenza refrigerante specifica di JT dell'azoto e dell'argon [21].

2.4 LE INEFFICIENZE E LE PERDITE PARASSITE

A causa delle inefficienze e delle perdite parassite, il funzionamento reale dei cryocooler avviene in modo piuttosto diverso dal funzionamento ideale descritto precedentemente, e le prestazioni risultanti sono notevolmente inferiori a quelle teoriche. Le cause principali di inefficienze e perdite parassite sono:

- i. il moto armonico del pistone;
- ii. i volumi nocivi;
- iii. le cadute di pressione;
- iv. le trasformazioni di compressione ed espansione non isoterme;
- v. l'inefficienza dello scambiatore di calore;
- vi. le perdite termiche parassite.

Il moto armonico del pistone

Nel funzionamento del cryocooler Stirling ideale, il moto dei pistoni di compressione ed espansione è discontinuo, in modo da ottenere una trasformazione perfettamente isocora durante il trasferimento del fluido attraverso il rigeneratore. Nei cryocooler Stirling reali, i pistoni si muovono con moto continuo armonico, con il pistone di espansione in anticipo sul pistone di compressione di un angolo di circa 90°, in modo da approssimare il moto relativo teorico. La risultante sovrapposizione parziale del moto dei due pistoni determina una deformazione del diagramma ideale di lavoro e una perdita di efficienza.

I volumi nocivi

Nel caso di funzionamento ideale si suppone che il gas venga completamente espulso dalla camera fredda e dal rigeneratore quando subisce la compressione. In realtà, la presenza di volumi nocivi comporta la perdita di parte del lavoro di compressione. La riduzione dei volumi vuoti all'interno dello scambiatore di calore è quindi importante, ma è limitata in pratica dall'esigenza di avere un'ampia superficie di scambio termico con una limitata caduta di pressione attraverso il rigeneratore. Considerazioni analoghe possono essere fatte con riferimento alla fase di espansione del gas.

Le cadute di pressione

La caduta di pressione attraverso il rigeneratore determina una diminuzione della variazione di pressione nella camera di espansione rispetto alla variazione di pressione che si ha nella camera di compressione. Ciò determina una riduzione dell'effetto refrigerante rispetto al lavoro di compressione, e quindi una riduzione del *COP*.

Le trasformazioni non isoterme

Nel caso ideale, le trasformazioni di compressione ed espansione sono assunte reversibili ed isoterme. Nelle macchine reali, durante queste trasformazioni il gas subisce grandi variazioni di temperatura a causa della rapidità di funzionamento e della limitata superficie di scambio termico, e ciò determina una notevole perdita di efficienza. Quando è tecnologicamente possibile, si utilizza uno scambiatore di calore per migliorare lo scambio termico fra il fluido circolante e gli ambienti caldo e freddo.

L'inefficienza dello scambiatore di calore

In un ciclo rigenerativo (Stirling o Ericsson), l'efficienza termica del rigeneratore è della massima importanza. Tale efficienza è definita dal rapporto:

$$\varepsilon = \frac{T_a - T}{T_a - T_c} \tag{2.9}$$

dove T_a e T_c sono rispettivamente la temperatura ambiente e la temperatura di refrigerazione, mentre T è la temperatura media del gas uscente dal lato freddo del rigeneratore. Efficienze superiori al 97÷98% sono necessarie per ottenere una ragionevole prestazione globale del cryocooler. Allo stesso modo, per cicli basati sull'espansione di Joule-Thomson, l'efficienza del recuperatore di calore in controflusso è determinante.

Le perdite termiche parassite

La conduzione termica lungo le pareti dell'involucro del rigeneratore o del cilindro esterno, e lungo la matrice stessa del rigeneratore, determina una riduzione della potenza refrigerante del cryocooler. Per limitare queste perdite, le pareti del cilindro esterno sono realizzate con un materiale ad elevata resistenza meccanica ma bassa conducibilità termica (ad esempio l'acciaio inossidabile o il titanio). Per l'involucro del rigeneratore sono invece utilizzati materiali plastici o resine epossidiche.

Per quanto riguarda la matrice, essa è solitamente realizzata impilando fini reti metalliche (con dimensioni di maglia che vanno da 50 mesh, cioè 50 × 50 fori per pollice quadrato, a oltre 250 mesh) oppure microsfere (con diametri compresi fra 0.20 e 0.30 mm). A causa delle piccole aree di contatto fra le varie maglie (o sfere), la conduzione termica lungo la matrice risulta minima, e spesso può essere trascurata [13].

Le perdite parassite per conduzione e convezione di calore sono ridotte utilizzando materiali multistrato altamente isolanti, ed inserendo il cryocooler in un contenitore a vuoto spinto; quelle per irraggiamento controllando opportunamente le proprietà di riflessione ed emissione (lucidatura, rivestimenti in oro o argento) delle superfici radianti e ricorrendo ad apposite barriere termiche.

2.5 LA CURVA DI STROBRIDGE

Il funzionamento reale di un cryocooler si discosta marcatamente dal caso ideale di ciclo reversibile, di conseguenza i valori delle efficienze raggiunte dai cryocooler reali sono lontane dalle efficienze ideali previste dalla termodinamica. Si definisce l'indice di prestazione relativa come:

$$\eta_c = \frac{COP_{reale}}{COP_{Carnot}} \tag{2.10}$$

Storicamente, non è mai stata raggiunta una prestazione superiore al 50% di quella di Carnot, e, specie per i piccoli cryocooler, la prestazione relativa risulta dell'ordine del 10% per potenze inferiori ai 100 W_{th} , o addirittura dell'1% per potenze dell'ordine di pochi W_{th} .

Uno degli studi comparativi più completi sulle efficienze dei diversi tipi di cryocooler è quello di Strobridge [2] nel quale si confrontano le efficienze relative di 144 cryocooler. I cryocooler sono divisi in tre gruppi, in base alla temperatura di refrigerazione:

- i. Gruppo A: da 1.8 K a 9 K;
- ii. Gruppo B: da 10 K a 30 K;
- iii. Gruppo C: da 30 K a 90 K.

Inoltre i cryocooler sono distinti in vecchi (sviluppati prima del 1969), nuovi, e in fase di sviluppo. Come si vede in Fig. 2.9, indipendentemente dal tipo di cryocooler considerato, esiste una spiccata dipendenza dell'efficienza relativa in funzione della potenza refrigerante. Per piccoli cryocooler (con potenze inferiori ai 100 W_{th}) si nota che il COP reale risulta compreso fra l'1% ed il 10% di quello teorico previsto per il ciclo ideale di Carnot.

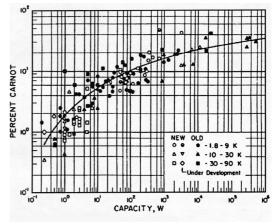


Fig. 2.9: Curva di Strobridge [2].

CAPITOLO 3

LO STATO DELL'ARTE DEI CRYOCOOLER

3.1 GLI IMPIANTI DI TIPO CLAUDE E JOULE-BRAYTON

Gli impianti criogenici di tipo Claude e Joule-Brayton utilizzano scambiatori di calore recuperativi e raggiungono le temperature criogeniche mediante l'espansione del fluido frigorifero in opportune turbine o pistoni, producendo lavoro meccanico. Quando è necessario raggiungere la liquefazione del gas in circolo, si aggiunge allo stadio finale di espansione una valvola di Joule-Thomson. I cryocooler di questo tipo vengono detti *liquefattori Claude*. Quando invece l'impianto è utilizzato ai fini della sola refrigerazione lo stadio finale di Joule-Thomson non è presente, e in questo caso si parla di *refrigeratori Joule-Brayton* [12].

Questi sistemi sono fondamentali per la produzione industriale di gas, come ad esempio ossigeno per saldatura, produzione di acciaio ed uso ospedaliero, oppure azoto per l'industria alimentare. Un altro importante campo di applicazione riguarda la liquefazione del gas naturale, necessaria per la produzione dell'elio (presente in tracce nel gas naturale) e per il trasporto intercontinentale via nave.

In Fig. 3.1 è rappresentato lo schema di principio di un impianto di liquefazione di Claude, assieme al relativo diagramma termodinamico di funzionamento. Tale sistema è costituito da un compressore munito di impianto di raffreddamento, tre scambiatori recuperativi di calore (rispettivamente per le alte, medie e basse temperature), un motore di espansione, una valvola di espansione di Joule-Thomson, e un separatore liquido-vapore.

Il funzionamento si articola nelle seguenti fasi:

- i. Il vapore di ricircolo si miscela con il nuovo gas in ingresso prima di immettersi nel compressore allo stato (1).
- ii. Supponendo un funzionamento isentropico ideale del compressore, il gas viene compresso allo stato (2).
- iii. Il fluido in uscita dal compressore fluisce attraverso uno scambiatore di calore ad acqua, dove è raffreddato alla temperatura ambiente (3), dopodiché attraversa il recuperatore di calore A raggiungendo la temperatura in (4).

- iv. Una parte del fluido circolante entra nel motore di espansione, all'uscita del quale, supponendo ancora un funzionamento isentropico ideale, raggiunge lo stato (5).
- v. Il rimanente fluido ad alta pressione passa attraverso il recuperatore di calore B, raffreddandosi alla temperatura in (6), dopodiché si espande attraverso la valvola di Joule-Thomson raggiungendo con una trasformazione isentalpica lo stato (7), in cui sono presenti liquido e vapore saturo in equilibrio.
- vi. Tale miscela è separata nelle fasi di liquido e vapore all'interno dell'apposito separatore. Il liquido saturo rimane nel separatore e viene prelevato allo stato (9) come prodotto finale dell'impianto.
- vii. Il vapore saturo esce dal separatore allo stato (8), e, miscelandosi con il fluido in uscita dal motore di espansione, raggiunge lo stato (10).
- viii. Infine il fluido attraversa i due recuperatori di calore, raggiungendo nuovamente lo stato iniziale (1).

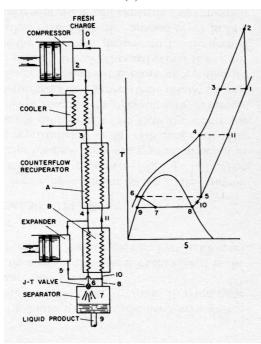


Fig. 3.1: Schema di principio e ciclo termodinamico di un liquefattore di Claude [12]. In ordine dall'alto verso il basso:

- il compressore e il relativo radiatore di raffreddamento del gas compresso alla temperatura ambiente;
- i due scambiatori recuperativi di calore in controflusso (A e B in figura);
- il dispositivo di espansione con recupero del lavoro meccanico prodotto;
- la valvola di espansione JT e il separatore liquido-vapore.

I sistemi di Claude o Joule-Brayton sono caratterizzati da un *COP* molto elevato, che può addirittura arrivare al 50% di quello teorico relativo al ciclo ideale reversibile di Carnot [2]. D'altra parte tali sistemi non sono adatti ad essere miniaturizzati a causa della presenza di parti in movimento a bassa temperatura e dell'utilizzo degli scambiatori di calore di tipo recuperativo. Infatti, al diminuire delle dimensioni del cryocooler, le limitate portate di fluido in circolo richiedono condotti estremamente fini all'interno dei recuperatori e della valvola JT, i quali sono soggetti ad ostruirsi nel caso in cui siano presenti anche minime impurità all'interno del flusso continuo di gas. La necessità di eliminare completamente le impurità nel gas richiede dispositivi di filtraggio e assorbimento che rendono difficile la riduzione di massa e volume richiesta nel caso di piccoli cryocooler.

Al contrario i rigeneratori di calore hanno la tendenza a pulirsi spontaneamente grazie al funzionamento con flusso alternato, e sono quindi meno soggetti ad ostruirsi. Il passaggio di fluido caldo ad ogni ciclo consente infatti l'evaporazione delle eventuali impurità precedentemente condensatesi sulla matrice. I rigeneratori, inoltre, sono di semplice fabbricazione e basso costo rispetto agli scambiatori recuperativi, e, grazie all'uso di fini maglie metalliche o microsfere, presentano dimensioni minori a parità di superficie totale di scambio termico. La quasi totalità dei piccoli cryocooler attualmente in produzione o allo studio (compresi i cryocooler Stirling e Gifford-McMahon) utilizza scambiatori di calore di tipo rigenerativo, al fine di contenere le dimensioni a valori minori rispetto a quanto possibile nel caso di sistemi di tipo Claude o Joule-Brayton.

3.2 IL CRYOCOOLER JOULE-THOMSON

I cryocooler di tipo Joule-Thomson, pur utilizzando scambiatori di calore di tipo recuperativo, sono facilmente miniaturizzabili grazie all'assenza di parti in movimento ed alla semplicità di funzionamento. Uno dei principali ambiti di utilizzo per i minicryocooler di questo tipo è costituito dai sistemi militari di guida dei missili a ricerca termica, i cui sensori all'infrarosso richiedono potenze refrigeranti di pochi decimi di W_{th} alla temperatura dell'azoto liquido (circa 80 K). Oltre che per le dimensioni e pesi minimi, tali cryocooler sono adatti a questo utilizzo grazie alla capacità di sopportare grandi accelerazioni (non sono presenti parti in movimento), ed alla rapidità di raffreddamento (pochi secondi). Per ap-

plicazioni di questo tipo, essi sono usati in funzionamento a ciclo aperto.

Un tipico minicryocooler Joule-Thomson è rappresentato in Fig. 3.2. Per il funzionamento è richiesto un gas compresso ad elevatissima purezza (aria, azoto o argon) per evitare l'ostruzione dell'orifizio di espansione a causa della condensazione dei possibili contaminanti come acqua, anidride carbonica o idrocarburi. Inoltre un filtro microporoso è utilizzato per rimuovere ogni possibile particella solida.

Dopo il passaggio attraverso il recuperatore di calore in controflusso, il gas ad alta pressione si espande isentalpicamente attraverso l'orifizio di espansione. La miscela liquidovapore che ne deriva è raccolta in un apposito separatore, al di sotto del quale è posto il sensore ad infrarossi.

La valvola di espansione può essere ad area di passaggio costante oppure variabile. Il primo tipo è semplice ed economico da produrre, ma presenta

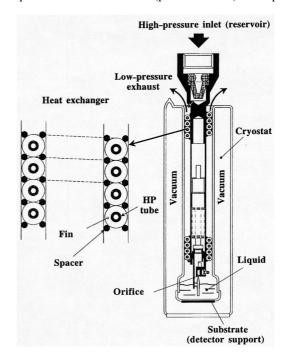


Fig. 3.2: Schema di un minicryocooler Joule-Thomson per il raffreddamento di un sensore ad infrarosso [21].

il grosso svantaggio di determinare una portata in massa crescente al calare della temperatura (a causa dell'aumento della densità del gas). Se l'orifizio è dimensionato per una portata elevata a temperatura ambiente (in modo da assicurare un rapido raffreddamento), la portata in massa in condizioni operative è eccessiva. Viceversa se l'orifizio è dimensionato con riferimento alla temperatura di regime, il tempo di raffreddamento è troppo lungo a causa di una limitata portata in massa a temperatura ambiente. Per evitare questa difficoltà, sono state sviluppate speciali valvole dotate di orifizi ad area variabile in funzione della temperatura effettiva di funzionamento. Tali sistemi riducono però l'affidabilità e la semplicità costruttiva di questi dispositivi.

Per alcune applicazioni, come ad esempio il raffreddamento di dispositivi elettronici, è richiesto un funzionamento continuo. In questo caso, un funzionamento in ciclo chiuso può essere ottenuto connettendo un compressore all'unità Joule-Thomson. Tuttavia questi compressori sono dispositivi costosi e sofisticati a causa degli elevatissimi rapporti di compressione richiesti (compresi fra 200:1 e 400:1). Un'altra difficoltà nel funzionamento in ciclo continuo risulta l'esigenza di rimuovere ogni minima impurità dal gas in uscita dal compressore. Per questi motivi, risultano più adatti al funzionamento continuo altri modelli di cryocooler, come ad esempio lo Stirling, il pulse-tube o il Gifford-McMahon.

3.3 IL CRYOCOOLER GIFFORD-McMAHON

I cryocooler atti a seguire il ciclo termodinamico di Ericsson (trasformazioni isobare ed isoterme) furono inventati e brevettati alla fine dell'800 da Solvay (con un rigeneratore fisso e un pistone di espansione per l'estrazione di lavoro meccanico) e da Postle (con rigeneratore mobile). Gifford e McMahon della A.D. Little perfezionarono poi tali cryocooler portandoli alla commercializzazione alla fine degli anni '50 [12]. Oggi il cryocooler di tipo Gifford-McMahon è largamente utilizzato, ed è prodotto in una vasta serie di potenze refrigeranti. Il suo successo è dovuto principalmente alla provata affidabilità, alla minima manutenzione richiesta (grazie alla limitata velocità di funzionamento, generalmente compresa fra 30 e 120 rpm), ed alla tecnologia collaudata. I livelli di alta e bassa pressione richiesti dal ciclo di Ericsson sono forniti da unità sviluppate a partire da comuni compressori per refrigeratori industriali, con grandi vantaggi in termini di costi ed affidabilità. In Fig. 3.3 è rappresentato schematicamente un cryocooler GM a due stadi.

Per il funzionamento e l'opportuna sincronizzazione del moto delle valvole e del rigeneratore sono comunemente usati due diversi sistemi. Il primo utilizza un dispositivo meccanico con un albero a gomiti o camma eccentrica, messo in rotazione da un motore elettrico. Il moto delle valvole e del rigeneratore vengono quindi in questo caso comandati e sincronizzati meccanicamente. È questo il caso del cryocooler rappresentato in Fig. 3.3. Un sistema alternativo consiste invece nel controllo dell'ingresso e dell'uscita del gas ad alta e bassa pressione mediante una valvola rotante comandata da un motore elettrico, come nel cryocooler mostrato in Fig. 3.4. In questo caso, il rigeneratore viene mosso sfruttando le forze risultanti dalle differenze di pressione che agiscono su di esso. In particolare, l'alta e la bassa pressione del ciclo vengono fatte agire alternativamente sulla superficie 5 in figura, determinando il moto del rigeneratore con opportuna sincronizzazione rispetto all'apertura e chiusura delle valvole.

Le forze richieste per il moto del rigeneratore sono limitate poiché le uniche forze resistenti agenti su di esso sono dovute alla caduta di pressione attraverso il rigeneratore ed all'attrito di scorrimento della guarnizione. La tenuta non rappresenta un problema, in quanto la differenza di pressione e la frequenza di funzionamento sono limitate. Questa è una delle ragioni per cui la manutenzione di un cryocooler GM è richiesta solo dopo circa 15.000 ore di funzionamento (pari a circa 21 mesi di funzionamento continuativo) [21].

La matrice del rigeneratore del primo stadio è generalmente costituita da una pila di fini reti metalliche (acciaio inossidabile o bronzo) con diametri dei fili di circa 50 o 100 µm. Poiché il calore specifico dei materiali generalmente diminuisce al calare della temperatura mentre quello dell'elio aumenta, l'efficienza dei rigeneratori al di sotto dei 50 K diminuisce gradualmente al calare della temperatura. Per ridurre questo effetto, nel secondo stadio vengono utilizzate sferette di piombo (con diametri di circa 200 µm), in quanto questo materiale possiede un elevato calore specifico a bassa temperatura rispetto agli altri materiali metallici di comune utilizzo. In pratica comunque, a meno dell'utilizzo di speciali materiali magnetici ad elevato calore specifico, l'utilizzo del piombo non permette il raggiungimento di temperature utili di funzionamento inferiori ai 10 K.

Il principale svantaggio del cryocooler GM è la scarsa efficienza, soprattutto poiché l'espansione avviene senza estrazione di lavoro meccanico. Tuttavia, la sua elevata affidabilità spesso compensa largamente questo inconveniente, specie nelle applicazioni in cui le dimensioni e l'efficienza di funzionamento non sono le principali caratteristiche richieste.

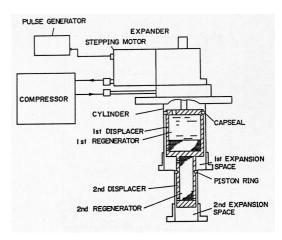


Fig. 3.3: Schema di un cryocooler Gifford-McMahon a due stadi con azionamento meccanico del moto del rigeneratore [22].

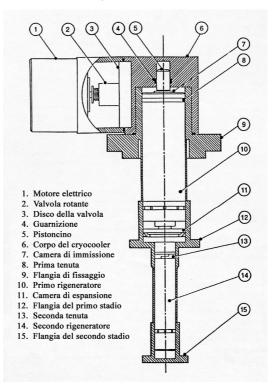


Fig. 3.4: Schema di un cryocooler Gifford-McMahon a due stadi con azionamento pneumatico del moto del rigeneratore [21].

3.4 IL CRYOCOOLER IBRIDO GM-JT

Se si utilizzano materiali metallici convenzionali (acciaio inossidabile, bronzo, piombo) all'interno del rigeneratore di calore, il cryocooler Gifford-McMahon è limitato a funzionare a temperature superiori a circa 10 K. Per ottenere temperature inferiori è possibile utilizzare un sistema combinato composto da un cryocooler GM e da una valvola di espansione JT. In Fig. 3.5 è schematizzato un sistema di questo tipo. Il cryocooler GM a due stadi è utilizzato per il preraffreddamento dell'elio ad alta pressione circolante nel ciclo JT. Una parte della portata in massa dell'elio in uscita dal compressore del cryocooler GM è immessa nel circuito JT. Inoltre si utilizza un compressore addizionale per ricomprimere l'elio a valle della valvola di espansione dalla bassa pressione del ciclo JT alla bassa pressione del ciclo GM.

Sistemi ibridi GM-JT sono stati sviluppati e resi commercialmente disponibili con potenze refrigeranti comprese fra 100 mW_{th} a 2.8 K fino a 5 W_{th} a 4.5 K [21]. Un opportuno sistema per il filtraggio delle impurità dell'elio è necessario per evitare l'ostruzione della valvola di espansione. L'ingombro e il peso di un sistema di questo tipo risultano notevolmente superiori a quelli di un semplice cryocooler di tipo Gifford-McMahon. Inoltre, la maggiore complessità del sistema determina un costo molto maggiore e una minore affidabilità, specie a causa della presenza della valvola di espansione Joule-Thomson.

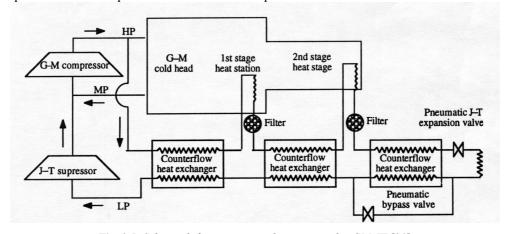


Fig. 3.5: Schema di funzionamento di un cryocooler GM-JT [21].

3.5 IL CRYOCOOLER STIRLING

Gli elementi essenziali di un cryocooler Stirling sono due camere, a differenti temperature, i cui volumi possono essere variati ciclicamente e che sono messi in comunicazione da un condotto contenente uno scambiatore di calore di tipo rigenerativo. Questi semplici elementi possono essere combinati in una vasta serie di diversi dispositivi meccanici.

Il primo cryocooler Stirling fu sviluppato e industrializzato dalla Philips alla metà degli anni '50 per la liquefazione dell'aria. Tale dispositivo è ancora oggi commercializzato assieme ad altri da esso derivati, come ad esempio una versione a due stadi per la liquefazione dell'idrogeno e dispositivi a più cilindri per potenze refrigeranti fino ad alcuni kW_{th}.

Oggi, le principali applicazioni per i piccoli cryocooler Stirling riguardano il raffreddamento di sensori ad infrarosso e della relativa elettronica per la visione notturna o per la

guida dei missili a ricerca termica. Per queste applicazioni, infatti, la compattezza e l'efficienza sono spesso le caratteristiche più importanti. La potenza refrigerante tipicamente richiesta va da circa un quarto di W_{th} fino a pochi W_{th} con temperature comprese fra 50 K e 80 K, a seconda del tipo e dimensione del sensore da raffreddare. I maggiori sforzi di sviluppo sono attualmente mirati all'aumento della vita e dell'efficienza di questi cryocooler ed alla riduzione delle dimensioni, del rumore elettromagnetico, e delle vibrazioni prodotte.

Esistono fondamentalmente due configurazioni principali del cryocooler Stirling. Nel dispositivo di tipo *integrale* il pistone di compressione e quello di espansione sono integrati in uno unico dispositivo e comandati meccanicamente dallo stesso albero a gomiti. I due cilindri sono spesso disposti su assi ortogonali, in modo da semplificare l'ottenimento dell'angolo ottimale di fase di 90° fra il moto del pistone di compressione e di quello di espansione. Un dispositivo di questo tipo è mostrato in Fig. 3.6. Il principali vantaggi della configurazione di tipo integrale sono il semplice controllo meccanico del moto del pistone e del rigeneratore e la minimizzazione dei volumi vuoti di connessione fra l'oscillatore di pressione e l'espansore. Uno svantaggio è che è molto difficile eliminare (o almeno ridurre) le vibrazioni meccaniche generate dal moto del pistone di compressione e direttamente trasmesse al cilindro di espansione, e quindi al dispositivo da raffreddare (sensore).

In un cryocooler di tipo *separato* il pistone di compressore e quello di espansione sono integrati in due dispositivi meccanicamente separati, e connessi solo da un tubo a piccolo diametro interno. Il vantaggio di tale soluzione è una maggiore flessibilità di integrazione del cryocooler all'interno del sistema in cui deve operare, nonché una riduzione delle vibrazioni trasmesse al dispositivo da raffreddare. Tuttavia il tubo di connessione è un volume vuoto, e diminuisce quindi l'efficienza del cryocooler.

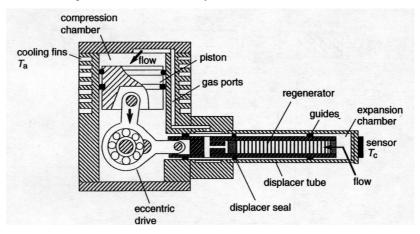


Fig. 3.6: Schema di un cryocooler Stirling di tipo integrale [15].

I convenzionali oscillatori di pressione per cryocooler Stirling sono comandati da un albero a gomiti mosso da un motore rotativo. Una componente della forza agente sul pistone lo spinge contro le pareti del cilindro, determinando un'usura che limita la vita dell'oscillatore a poche migliaia di ore di funzionamento. Per migliorare l'affidabilità del cryocooler, sono stati sviluppati recentemente sistemi comandati da motori lineari. Con questa nuova soluzione meccanica le forze oblique sul pistone sono eliminate, e di conse-

guenza si ottiene un significativo aumento della vita media del dispositivo. L'utilizzo di due pistoni operanti in opposizione di fase consente la riduzione delle vibrazioni prodotte.

In un cryocooler di tipo *separato* non esiste un dispositivo meccanico che comandi la corsa del rigeneratore e la sua fase rispetto al moto del pistone. Il moto del rigeneratore è ottenuto con mezzi pneumatici, come mostrato schematicamente nel dispositivo di Fig. 3.7. A causa delle oscillazioni di pressione prodotte dal dispositivo di compressione, una forza periodica agisce sul rigeneratore (pressione media nel volume superiore e pressione oscillante nel volume di espansione) e guida il moto alterno. L'attrito di strisciamento delle tenute determina l'appropriato angolo di fase fra il moto del rigeneratore e l'andamento oscillante della pressione. Il principale inconveniente di un dispositivo di questo tipo è la variazione nel tempo della forza di attrito, cosa che determina la graduale degradazione delle prestazioni nel tempo.

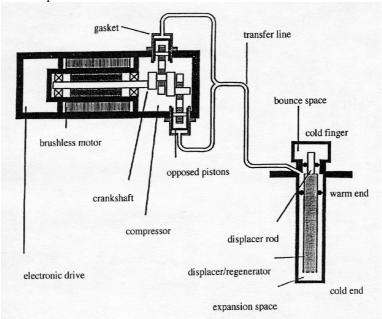


Fig. 3.7: Schema di un cryocooler Stirling di tipo separato a comando pneumatico [21].

3.6 IL CRYOCOOLER PULSE-TUBE

I minicryocooler di tipo Stirling sono oggi ampiamente utilizzati per potenze di raffreddamento inferiori al W_{th} . La complessità tecnologica del dispositivo di espansione costituisce però una notevole limitazione all'affidabilità di questi refrigeratori, a causa delle problematiche che derivano dal movimento di parti meccaniche alle temperature criogeniche. Il miglior approccio per aumentare l'affidabilità di un cryocooler è quello di limitare il più possibile il numero di parti in movimento a bassa temperatura. Col cryocooler pulse-tube, attualmente non ancora commercialmente disponibile, si cerca appunto di ottenere un effetto refrigerante utilizzando un dispositivo di espansione senza parti in movimento.

Nel cryocooler pulse-tube il movimento del pistone di espansione nella zona fredda del cryocooler è sostituito dal movimento alterno di una colonna di gas indotto dall'oscillazione stessa di pressione (si parla di pistone gassoso) [23]. Lo sfasamento fra l'andamento della fluttuazione di pressione e il moto della colonna di gas all'interno del pulse-tube è ottenuto per mezzo di valvole di strozzamento e di un serbatoio avente volume opportuno (vedi schema in Fig. 3.8). La fluttuazione di pressione può essere ottenuta sia col moto di un pistone di compressione (come per i cryocooler Stirling) che ricorrendo all'uso di valvole (come per i cryocooler Gifford-McMahon).

La maggiore difficoltà nella messa a punto di un cryocooler pulse-tube sta nel controllare opportunamente il moto della colonna di gas rispetto all'andamento oscillante della pressione. Attualmente il cryocooler pulse-tube presenta rendimenti inferiori rispetto ai cryocooler Stirling, ma è in continuo sviluppo. Recentemente sono state ottenute temperature di refrigerazione inferiori ai 4 K.

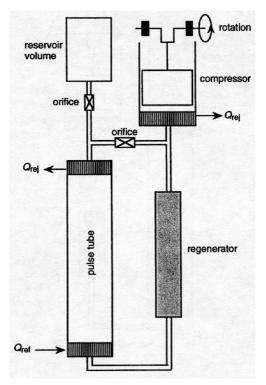


Fig. 3.8: Schema di un cryocooler di tipo pulse-tube [23]

3.7 LE CARATTERISTICHE DEI PICCOLI CRYOCOOLER A CONFRONTO

La scelta del tipo di cryocooler da utilizzare dipende dalla particolare applicazione considerata. Le specifiche riguardano tipicamente [21]:

- la temperatura di raffreddamento:
- la potenza refrigerante richiesta;
- la disponibilità o meno di energia elettrica;
- la temperatura ambientale;
- il tempo necessario al raffreddamento;
- il funzionamento continuo o per un periodo limitato;
- la stabilità della temperatura di funzionamento;
- i livelli di temperatura richiesti (cryocooler a uno, due stadi ecc...);
- l'inclinazione del cryocooler durante il funzionamento;
- la sensibilità alle vibrazioni prodotte dal cryocooler;
- le condizioni meccaniche di funzionamento (accelerazioni, vibrazioni, ecc...);
- eventuali esigenze particolari sui materiali utilizzati.

Si noti che fra i punti considerati vi è anche l'inclinazione del cryocooler durante il funzionamento. Infatti, come mostrato in Fig. 3.9 con riferimento ad un cryocooler Gifford-

McMahon a due stadi, la potenza refrigerante di un cryocooler rigenerativo dipende dalla particolare disposizione in condizioni operative rispetto alla posizione verticale, in corrispondenza della quale si ottengono le massime prestazioni.

Il fenomeno non è stato tuttora esaurientemente spiegato. Tuttavia si pensa che il motivo sia probabilmente da ricercare nei problemi di tenuta delle guarnizioni del primo e soprattutto del secondo stadio in condizioni operative. Infatti, a causa della contrazione dei materiali durante il raffreddamento alle temperature criogeniche, si ha un aumento del gioco esistente fra la sede esterna del cryocooler (in acciaio) e dell'involucro del rigeneratore (solitamente in materiale sintetico). Tale restrizione del rigeneratore rispetto alla sede esterna è di norma compensata dall'elasticità della guarnizione, ma ciò può non essere sufficiente nel caso di funzionamento obliquo a causa dell'azione della forza di gravità che tende a spostare il rigeneratore dall'asse di simmetria del cryocooler, favorendo il trapelamento di fughe.

Attualmente sono in corso esperimenti per chiarire se tale inconveniente possa essere risolto utilizzando per l'involucro del rigeneratore un particolare materiale sintetico avente coefficiente di dilatazione termica negativo, e quindi caratterizzato, contrariamente ai normali materiali, dal dilatarsi al diminuire della temperatura (come mostrato nel diagramma di Fig. 3.10).

Ogni tipo di cryocooler è caratterizzato da specifici punti a favore e a sfavore. A seconda dell'applicazione considerata, occorre quindi scegliere il tipo che più si adatta alle caratteristiche richieste. La Tab. 3.1 riassume le caratteristiche principali dei cryocooler esaminati.

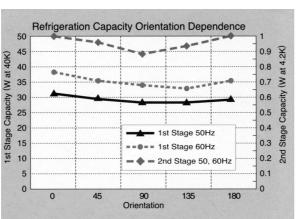


Fig. 3.9: Influenza dell'inclinazione di un cryocooler Gifford-McMahon sulla potenza refrigerante prodotta. La posizione verticale ($0^{\circ} = 180^{\circ}$) determina le prestazioni migliori [25].

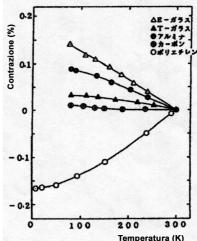


Fig. 3.10: Contrazione dei materiali utilizzati per l'involucro dei rigeneratori al diminuire della temperatura. La linea in basso si riferisce ad un particolare materiale sintetico che ha la proprietà di dilatarsi al diminuire della temperatura.

Tab. 3.1: Le caratteristiche dei piccoli cryocooler a confronto [21].

Tub. 3.1. Le curanterisatene del piecon eryocobier d'eongronto [21].				
Tipo di cryocooler	Temperatura di funzionam.	Potenza refrigerante	Vantaggi	Svantaggi
Espansione Joule- Thomson (ciclo aper- to)	300 → 80 K	0.1 Wth / 1 Wth	Semplice, compatto, assenza di parti in movimento, economico se nella versione con valvola a sezione costante.	Scarsa efficienza, limitata autonomia (ciclo aperto), sen- sibile alle impurità del gas, manuten- zione frequente.
Gifford- McMahon	$300 \rightarrow 30 \text{ K}$ $300 \rightarrow 6 \text{ K}$	5 Wth / 200 Wth 1 Wth / 20 Wth	Semplice, robusto, affidabile, economico.	Scarsa efficienza, vibrazioni.
Sistema GM-JT	300 → 2.5 K	0.1 Wth / 5 Wth	Raggiunge temperature inferiori a quelle di un singolo cryocooler GM.	Scarsa efficienza, vibrazioni, sensi- bile alle impurità del gas, ingom- brante e costoso rispetto ad un sin- golo cryocooler GM.
Stirling	300 → 50 K	0.1 Wth / 5 Wth	Compatto, efficienza elevata.	Delicato, vita limitata, vibrazioni.
Pulse-tube	Ancora in fase di sviluppo, potrebbe competere coi cryocooler GM e Stirling in futuro.		Compatto, robusto, assenza di parti in movimento, affidabile, economico.	L'efficienza po- trebbe essere infe- riore a quella di un cryocooler GM o Stirling.

CAPITOLO 4

GLI SCAMBIATORI DI CALORE RECUPERATIVI E RIGENERATIVI

Gli scambiatori di calore sono componenti essenziali per il funzionamento di ogni tipo di cryocooler e sono prodotti in una grande varietà di forme, dimensioni e modalità di funzionamento. Possono essere divisi in due grandi classi: recuperatori e rigeneratori. Uno *scambiatore di tipo recuperativo* è dotato di canali separati per i due flussi circolanti, che sono divisi da una parete solida. Uno *scambiatore di tipo rigenerativo* è invece dotato di un singolo condotto, all'interno del quale è posta una matrice solida porosa costituita da un fine aggregato di maglie metalliche sovrapposte o piccole sfere. I fluidi caldo e freddo attraversano alternativamente tale condotto scambiando calore con la matrice metallica, la quale agisce come un serbatoio di calore, e lo scambio termico viene portato a termine in due fasi distinte di accumulo e successivo rilascio di calore.

L'efficienza di uno scambiatore di calore (recuperativo o rigenerativo) è in generale espressa dal rapporto [13]:

$$\varepsilon = \frac{\text{calore scambiato fra i due fluidi}}{\text{calore massimo scambiabile}} \tag{4.1}$$

4.1 LO SCAMBIATORE RECUPERATIVO DI CALORE

In uno scambiatore recuperativo di calore i due flussi sono separati da una parete solida, attraverso la quale il calore è trasferito per conduzione. I fluidi possono scorrere nella stessa direzione (funzionamento in equiflusso) oppure in direzioni opposte (funzionamento in controflusso).

La Fig. 4.1 mostra le possibili distribuzioni di temperatura lungo l'asse dello scambiatore a seconda delle modalità di funzionamento. La distribuzione uniforme di temperatura di Fig. 4.1a si riferisce al caso in cui il fluido caldo stia condensando a temperatura T_h mentre quello freddo evapori a temperatura T_c . In questo caso si ha ovunque $\Delta T = T_h - T_c = cost$.

La Fig. 4.1b si riferisce invece al caso in cui uno solo dei due fluidi sia sottoposto a un cambiamento di fase, mentre l'altro fluido incrementa o diminuisce la sua temperatura. La differenza di temperatura fra i due fluidi varia ora notevolmente lungo lo scambiatore.

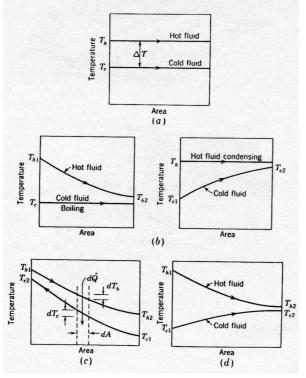


Fig. 4.1: Distribuzioni di temperatura lungo il condotto di uno scambiatore recuperativo di calore a seconda delle condizioni di funzionamento [13]:

- (a) funzionamento con entrambi i fluidi allo stato di ebollizione o condensazione;
- (b) funzionamento con un dei due fluidi allo stato di ebollizione o condensazione;
- (c) funzionamento in controflusso;
- (d) funzionamento in equiflusso.

Le Fig. 4.1c e 4.1d rappresentano le distribuzioni di temperatura nel caso in cui nessuno dei due fluidi cambi fase. In Fig. 4.1c i due flussi scorrono in direzioni opposte (funzionamento in controflusso), mentre in Fig. 4.1d i fluidi scorrono entrambi nella stessa direzione (funzionamento in equiflusso). In controflusso la differenza di temperatura fra i due flussi è circa costante, se le portate e i calori specifici dei due fluidi sono simili. Il fluido avente il minimo prodotto $\dot{m}c_p$ è sottoposto al massimo salto termico in modo che risulti soddisfatto il bilancio energetico del calore scambiato:

$$(\dot{m}c_p)_c(T_{c2} - T_{c1}) = (\dot{m}c_p)_h(T_{h1} - T_{h2}) \tag{4.2}$$

Nel funzionamento in equiflusso invece la differenza di temperatura fra i due fluidi diminuisce gradualmente lungo lo scambiatore, passando da un massimo $(T_{hl} - T_{cl})$ all'ingresso ad un minimo $(T_{h2} - T_{c2})$ all'uscita.

Si noti che per scambiatori in controflusso la temperatura in uscita (massima) del fluido riscaldato può essere maggiore della temperatura in uscita (minima) del fluido raffreddato $(T_{c2} > T_{h2})$. Ciò non può essere ottenuto nel caso di funzionamento in equiflusso (per il secondo principio della termodinamica il calore non fluisce spontaneamente da un corpo freddo ad uno caldo). Quindi, nel caso di funzionamento in equiflusso con fluidi aventi stessa capacità termica la massima variazione di temperatura ottenibile per i fluidi caldo e freddo è pari alla metà della differenza iniziale di temperatura $(T_{h1} - T_{c1})$. In uno scambiatore in controflusso invece la massima variazione possibile di temperatura è uguale all'intera

differenza iniziale ($T_{hl} - T_{cl}$). Quindi, a parità di altri fattori, uno scambiatore funzionante in controflusso determina efficienze di scambio termico decisamente maggiori [13].

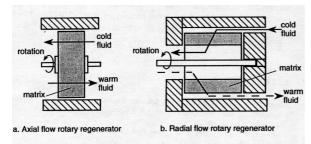
Si consideri un recuperatore funzionante in controflusso. Siano rispettivamente T_{h1} e T_{h2} le temperature di ingresso e di uscita del fluido caldo, T_{c1} e T_{c2} quelle del fluido freddo. Il fluido avente il minimo rapporto \dot{m} c_p sarà sottoposto al massimo salto di temperatura, in modo che sia soddisfatta l'equazione di bilancio (4.2).

Si supponga che il fluido freddo abbia il minimo valore di $\dot{m}c_p$. In questo caso la temperatura di uscita del fluido freddo T_{c2} può, teoricamente, raggiungere la temperatura di ingresso del fluido caldo T_{h1} . Quindi, con riferimento alla definizione (4.1), l'efficienza dello scambiatore risulta in questo caso espressa dal rapporto [13]:

$$\varepsilon = \frac{(\dot{m}c_p)_c (T_{c2} - T_{c1})}{(\dot{m}c_p)_c (T_{b1} - T_{c1})} = \frac{T_{c2} - T_{c1}}{T_{b1} - T_{c1}}$$
(4.3)

4.2 LO SCAMBIATORE RIGENERATIVO DI CALORE

I rigeneratori di calore sono classificabili in dinamici o statici, a seconda che la matrice sia in movimento o stazionaria. In Fig. 4.2 sono rappresentati due dispositivi dinamici di tipo rotativo. In questi scambiatori, i fluidi scorrono con portata costante attraverso la matrice, mentre la matrice ruota lentamente su se stessa. La matrice è quindi periodicamente riscaldata e raffreddata mano a mano che i due fluidi a diversa temperatura la attraversano. Opportune tenute fra la matrice e il contenitore esterno mantengono separati i due flussi entranti nel rigeneratore, mentre superfici di separazione all'interno della matrice (partizioni) ne impediscono la miscelazione durante l'attraversamento (vedi Fig. 4.3). Le fughe attraverso le tenute e i volumi vuoti all'interno della matrice determinano comunque una certa miscelazione dei fluidi caldo e freddo, cosa che comporta un degrado dell'efficienza, specie se l'unità viene fatta ruotare troppo velocemente.

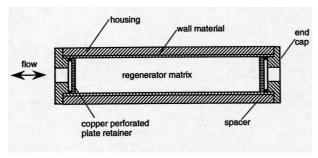


stator housing exhaust fluid flow separation seal matrix material axial seal

Fig. 4.2: Schema di due diversi rigeneratori di calore dinamici di tipo rotativo [15].

Fig. 4.3: Schema di funzionamento di un rigeneratore dinamico rotativo di tipo assiale [15].

In Fig. 4.4 è rappresentato un rigeneratore di tipo statico, il quale è costituito da un semplice tubo all'interno del quale è posta la matrice. Tale dispositivo può essere utilizzato solo nel caso di flusso periodicamente invertito. Nel caso di flusso continuo si può comunque ricorrere all'uso di due rigeneratori statici come mostrato in Fig. 4.5. In questo caso i due flussi vengono periodicamente invertiti mediante l'uso di valvole, in modo tale che ciascuno dei due rigeneratori sia attraversato da flussi alternati.



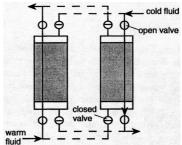


Fig. 4.4: Schema di un rigeneratore di calore di tipo statico [15].

Fig. 4.5: Utilizzo di due rigeneratori nel caso di flusso continuo [15].

I principali vantaggi di un rigeneratore rispetto ad un recuperatore di calore sono i seguenti [15]:

- i. Relativa economicità e semplicità costruttiva.
- ii. Superficie di scambio termico molto maggiore a parità di volume dello scambiatore. Utilizzando fini reti metalliche (con dimensioni di maglia che vanno da 50 mesh, cioè 50 × 50 fori per pollice quadrato, fino a 250 mesh) o microsfere (con diametri di 0.20÷0.30 mm) è infatti possibile raggiungere densità di 60÷70 cm²/cm³, contro un massimo di 20 cm²/cm³ ottenibile (peraltro con complessi processi produttivi) in un recuperatore.
- iii. Se progettati in modo opportuno, presentano una limitata resistenza idraulica e permettono quindi il passaggio di grandi quantità di gas con minime perdite di pressione.
- iv. A causa della periodica inversione del flusso la superficie tende a pulirsi spontaneamente. Ciò rende superfluo l'utilizzo dei costosi ed ingombranti filtri necessari per la perfetta purificazione del gas in circolo.

I principali svantaggi sono invece:

- i. Ad ogni inversione del flusso, una certa miscelazione dei fluidi caldo e freddo è inevitabile, a causa della presenza di volumi vuoti all'interno del rigeneratore.
- ii. Nel caso di rigeneratore dinamico di tipo rotativo, l'esigenza di una tenuta che mantenga separati i due flussi rappresenta una seria complicazione costruttiva.

L'utilizzo di rigeneratori di calore non è limitato al solo ambito criogenico. Tuttavia, all'aumentare della temperatura di utilizzo nascono problemi di resistenza e durata della matrice. I continui riscaldamenti e raffreddamenti del materiale determinano infatti corrispondenti espansioni e contrazioni, che possono portare al cedimento per fatica termica. I coefficienti di dilatazione termica relativamente elevati tipici dei materiali metallici, ne impediscono quindi l'utilizzo alle alte temperature (come ad esempio quelle di scarico dei motori a combustione interna o delle turbine a gas). Per questi utilizzi sono stati studiati speciali materiali ceramici, ma ciò determina un aggravio di costi rispetto all'utilizzo di un recuperatore. Per applicazioni alle basse temperature, invece, praticamente ogni materiale può essere utilizzato senza incorrere in problemi di fatica termica. Infatti, a temperature inferiori a quella ambientale, i coefficienti di dilatazione termica sono molto bassi, per cui le variazioni di volume al variare della temperatura sono minime [13].

In definitiva, dall'analisi comparativa delle caratteristiche di un rigeneratore e di un recuperatore di calore, e tenuto presente il fatto che per il funzionamento stesso dei piccoli cryocooler si ha quasi sempre a che fare con un flusso alternato, si può concludere che il rigeneratore è particolarmente adatto ad essere utilizzato all'interno di questi dispositivi. In effetti, la maggior parte dei piccoli cryocooler si basa sull'utilizzo di scambiatori rigenerativi di calore

4.3 IL CONFRONTO FRA UN RECUPERATORE ED UN RIGENERATORE DI CALORE

Il confronto fra il funzionamento di un recuperatore di calore in controflusso e di un rigeneratore di calore costituisce il punto di partenza per la valutazione delle prestazioni di un rigeneratore [15]. A tal fine, si confrontino le distribuzioni di temperatura all'interno di questi due tipi di scambiatori, come mostrato in Fig. 4.6.

Le curve relative al recuperatore di calore rappresentano la differenza di temperatura fra i due flussi lungo lo scambiatore. Il fluido caldo entra da sinistra e, procedendo lungo il recuperatore, viene raffreddato dal fluido freddo, il quale entra da destra e fluisce in controflusso.

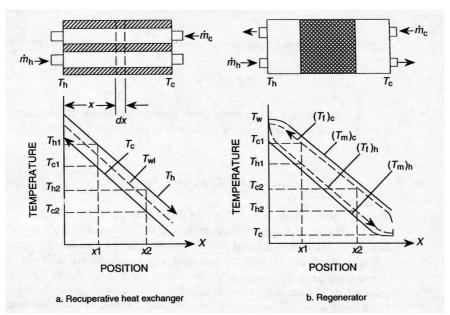


Fig. 4.7: Confronto fra le distribuzioni di temperatura del fluido in un recuperatore e in un rigeneratore di calore [15].

- (a) Recuperatore di calore. Le linee continue rappresentano le temperature dei fluidi caldo e freddo fluenti in direzioni opposte. La linea tratteggiata rappresenta la temperatura della parete che separa i due fluidi.
- (b) Rigeneratore di calore. Le linee continue rappresentano le temperature della matrice, quelle tratteggiate le temperature del fluido. Le curve superiori si riferiscono al momento in cui ha inizio il periodo di raffreddamento della matrice, quelle inferiori al momento in cui ha inizio il periodo di riscaldamento.

Nel diagramma 4.7b relativo al rigeneratore, le linee tratteggiate rappresentano la temperatura del fluido mentre quelle continue rappresentano la temperatura della matrice. Le curve inferiori si riferiscono alla fase in cui la prima porzione di fluido caldo entra nel rigeneratore da destra. Esso viene in contatto con il materiale della matrice, il quale è stato raffreddato durante il precedente periodo di raffreddamento, e viene portato a bassa temperatura man mano che procede lungo il rigeneratore. Durante questa fase, detta periodo di riscaldamento, la matrice assorbe calore dal fluido ed aumenta quindi la propria temperatura.

Le curve superiori rappresentano la fase in cui il primo fluido freddo entra nel rigeneratore da destra e, venendo a contatto con la matrice calda a seguito del precedente periodo di riscaldamento, viene portato ad alta temperatura lungo lo scambiatore. In questa fase (periodo di raffreddamento) la matrice rilascia al fluido freddo il calore precedentemente accumulato. Le curve tratteggiate rappresentano quindi le temperature del fluido all'inizio dei due periodi di raffreddamento e riscaldamento della matrice, mentre quelle continue rappresentano le temperature della matrice corrispondenti alla massima fluttuazione che si ha durante un ciclo completo di funzionamento.

Il confronto fra i due tipi di scambiatori viene effettuato considerando il calore trasferito fra i flussi caldo e freddo, rispettivamente con portate \dot{m}_h e \dot{m}_c , mentre questi fluiscono fra i punti x_I e x_2 durante l'intervallo di tempo Δt . Per il recuperatore, il calore trasferito nel tempo Δt dal fluido caldo (temperatura T_h) alla parete dello scambiatore (temperatura T_{wl}) in una lunghezza infinitesima dx è dato da:

$$dQ_h = h_h W dx \Delta t (T_h - T_{wl})$$
(4.4)

dove h_h è il coefficiente di scambio termico fra la parete e il fluido caldo, mentre W è la superficie di scambio termico per unità di lunghezza dello scambiatore. Analogamente, il calore trasferito fra la parete e il fluido freddo vale:

$$dQ_c = h_c W dx \Delta t (T_{wl} - T_c)$$
(4.5)

Dividendo la (4.4) per h_h e la (4.5) per h_c e sommando membro a membro si ha:

$$\frac{dQ_h}{h_h} + \frac{dQ_c}{h_c} = W dx \, \Delta t \, (T_h - T_c) \tag{4.6}$$

da cui imponendo $dQ_h = dQ_c = dQ$ (calore scambiato fra i fluidi caldo e freddo in assenza di perdite) si ottiene:

$$dQ = UW dx \Delta t (T_h - T_c) \tag{4.7}$$

dove si è introdotto il coefficiente globale di scambio termico U definito come:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} \tag{4.8}$$

Integrando la (4.7) fra i punti x_1 e x_2 si ottiene il calore ΔQ scambiato fra i due fluidi durante il tempo Δt :

$$\Delta Q = U A \Delta t (T_h - T_c) \tag{4.9}$$

dove $A = W(x_2 - x_1)$ è la superficie di scambio termico compresa fra i punti x_1 e x_2 .

Dividendo per Δt e considerando che nel funzionamento a regime il fluido freddo riceve la stessa quantità di calore che il fluido caldo rilascia, si ottiene l'equazione di bilancio energetico per il funzionamento del recuperatore fra i punti x_1 e x_2 :

$$(\dot{m}c_p)_c(T_{c1} - T_{c2}) = (\dot{m}c_p)_h(T_{h1} - T_{h2}) = UA(T_h - T_c)$$
(4.10)

dove le temperature T_{c1} , T_{c2} , T_{h1} e T_{h2} sono definite in Fig. 4.7a.

Nell'ipotesi in cui $(\dot{m}c_p)_c = (\dot{m}c_p)_h = (\dot{m}c_p)_f$, in accordo alla definizione (4.1) l'efficienza del recuperatore può essere espressa come:

$$\varepsilon = \frac{T_{c1} - T_{c2}}{T_{h1} - T_{c2}} = \frac{T_{h1} - T_{h2}}{T_{h1} - T_{c2}} = \frac{UA(T_h - T_c)}{(\dot{m}c_p)_f (T_{h1} - T_{c2})}$$
(4.11)

Per quanto riguarda il rigeneratore di calore, l'equazione di bilancio energetico si ottiene considerando il calore trasferito fra i due flussi su un completo ciclo rigenerativo. Poiché lo scambio termico fra i due flussi non avviene in modo continuo come nel recuperatore, ma in modo ciclico tramite lo scambio intermedio di calore col materiale della matrice, bisogna considerare separatamente i due periodi di funzionamento. Essi sono detti (con riferimento al materiale della matrice) periodo di riscaldamento (λ_h) e di raffreddamento (λ_c) e sono supposti di uguale durata:

$$\Delta t = \lambda_b = \lambda_c = \lambda \tag{4.12}$$

Durante il periodo di riscaldamento, il fluido caldo entra nel rigeneratore e viene in esso raffreddato, quindi la matrice ne assorbe il calore aumentando di temperatura. Viceversa durante il periodo di raffreddamento il fluido freddo entra nel rigeneratore e viene in esso riscaldato, raffreddando nuovamente il materiale della matrice.

Le equazioni di scambio termico che descrivono il riscaldamento ed il raffreddamento del fluido si ottengono esprimendo il calore rilasciato dalla matrice al fluido durante il periodo di raffreddamento ed il calore trasferito dal fluido alla matrice durante il periodo di riscaldamento. Per determinare tali trasferimenti di calore, consideriamo le variazioni di temperatura che subisce un elementino infinitesimo della matrice di lunghezza dx posto alla generica ascissa x durante un ciclo rigenerativo completo, come mostrato in Fig. 4.8.

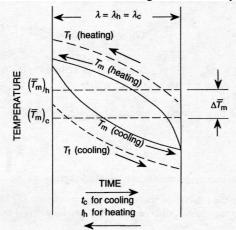


Fig. 4.8: Temperatura della matrice (linee continue) e del fluido (linee tratteggiate) in un elementino infinitesimo di un rigeneratore durante un ciclo completo di funzionamento [15].

All'inizio del periodo di raffreddamento ($t_c=0$), il fluido freddo entra nell'elementino a temperatura $T_f(x,t_c=0)$ ed inizia il processo di raffreddamento della matrice. Al termine del periodo di raffreddamento l'elementino raggiunge la sua temperatura minima, che coincide con la temperatura iniziale del successivo periodo di riscaldamento $T_m(x,t_c=\lambda_c)=T_m(x,t_h=0)$. Durante tale periodo, il fluido caldo entra inizialmente a temperatura $T_f(x,t_h=0)$ e riscalda gradualmente la matrice fino a portarlo alla temperatura massima $T_m(x,t_h=\lambda_h)$ (che è uguale a quella iniziale nel caso di funzionamento a regime). A partire da queste curve possiamo definire le temperature medie dell'elementino di matrice durante i due periodi di funzionamento, $(\overline{T}_m)_h$ e $(\overline{T}_m)_c$, e quindi la variazione media di temperatura del materiale della matrice come:

$$\Delta \overline{T}_m = (\overline{T}_m)_h - (\overline{T}_m)_c \tag{4.13}$$

Il calore scambiato fra il fluido e l'elementino di matrice dx durante il periodo di riscaldamento risulta:

$$dQ_h = h_h W dx \int_0^{\lambda_h} [(T_f)_h - (T_m)_h] dt = h_h W dx \lambda_h [(\overline{T}_f)_h - (\overline{T}_m)_h]$$

$$(4.14)$$

dove $(\overline{T}_m)_h$ e $(\overline{T}_f)_h$ sono rispettivamente la temperatura media della matrice e del fluido durante il periodo di riscaldamento, mentre W è l'area di scambio termico per unità di lunghezza della matrice.

Analogamente, durante il periodo di raffreddamento il calore scambiato risulta:

$$dQ_c = h_c W dx \int_0^{\lambda_c} \left[(T_m)_c - (T_f)_c \right] dt = h_c W dx \, \lambda_c \left[(\overline{T}_m)_c - (\overline{T}_f)_c \right]$$

$$\tag{4.15}$$

Procedendo in modo analogo a quanto fatto per lo scambiatore recuperativo, possiamo definire il coefficiente globale di scambio termico U come:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_b} + \frac{1}{h_c} \tag{4.16}$$

per mezzo del quale il calore scambiato fra i due fluidi su un ciclo completo può essere espresso come:

$$dQ = UW dx \lambda [(\overline{T}_f)_h - (\overline{T}_f)_c - \Delta \overline{T}_m]$$
(4.17)

Integrando la (4.17) fra i punti x_1 e x_2 si ottiene il calore ΔQ scambiato in un ciclo:

$$\Delta Q = U A \lambda [(\overline{T}_f)_h - (\overline{T}_f)_c - \Delta \overline{T}_m]$$
(4.18)

dove $A = W(x_2 - x_1)$ è la superficie di scambio termico della matrice compresa fra i punti x_1 e x_2 .

Poiché nel caso di funzionamento a regime il calore trasferito dalla matrice al fluido freddo durante il periodo di raffreddamento è uguale a quello ceduto dal fluido caldo alla

matrice durante il periodo di riscaldamento, possiamo scrivere l'equazione di bilancio energetico del rigeneratore come:

$$(\overline{m}c_p)_c(\overline{T}_{c1} - \overline{T}_{c2}) = (\overline{m}c_p)_h(\overline{T}_{h1} - \overline{T}_{h2}) = UA[(\overline{T}_f)_h - (\overline{T}_f)_c - \Delta \overline{T}_m]$$

$$(4.19)$$

dove si è introdotta una portata in massa media $\overline{\dot{m}} = (1/\lambda) \int_0^\lambda \dot{m} \, dt$, mentre le temperature \overline{T}_{c1} , \overline{T}_{c2} , \overline{T}_{h1} e \overline{T}_{h2} sono le temperature medie rispettivamente dei fluidi freddo e caldo alle ascisse x_1 e x_2 .

Nell'ipotesi in cui $(\overline{m}c_p)_c = (\overline{m}c_p)_h = (\overline{m}c_p)_f$, in accordo alla definizione (4.1) l'efficienza del rigeneratore può essere espressa come:

$$\varepsilon = \frac{\overline{T}_{c1} - \overline{T}_{c2}}{\overline{T}_{h1} - \overline{T}_{c2}} = \frac{\overline{T}_{h1} - \overline{T}_{h2}}{\overline{T}_{h1} - \overline{T}_{c2}} = \frac{UA[(\overline{T}_f)_h - (\overline{T}_f)_c - \Delta \overline{T}_m]}{(\overline{m}c_p)_f(\overline{T}_{h1} - \overline{T}_{c2})}$$
(4.20)

Dall'analisi della (4.20) è possibile dedurre una fondamentale conclusione: l'efficienza di scambio termico di un rigeneratore di calore decresce all'aumentare della variazione di temperatura media della matrice $\Delta \overline{T}_m$ su un ciclo completo di funzionamento.

Se $(Mc_p)_m$ è la capacità termica della matrice compresa fra i punti x_l e x_2 , è possibile calcolare $\Delta \overline{T}_m$ a partire dall'equazione di bilancio energetico relativa allo scambio termico fluido-matrice-fluido:

$$(Mc_p)_m \Delta \overline{T}_m = \lambda (\overline{m}c_p)_c (\overline{T}_{c1} - \overline{T}_{c2}) = \lambda (\overline{m}c_p)_h (\overline{T}_{h1} - \overline{T}_{h2})$$
(4.21)

dalla quale, sempre nell'ipotesi in cui $(\overline{\dot{m}}c_p)_c = (\overline{\dot{m}}c_p)_h = (\overline{\dot{m}}c_p)_f$, si ha:

$$\Delta \overline{T}_m = \frac{\lambda (\overline{m} c_p)_f}{(M c_p)_m} \Delta \overline{T}_f$$
 (4.22)

In definitiva, l'efficienza di un rigeneratore dipende, oltre che dalla superficie e dal coefficiente globale di scambio termico, dal rapporto fra la capacità termica del fluido circolante in ogni ciclo $\lambda(\overline{m}c_p)_f$ e la capacità termica della matrice $(Mc_p)_m$. Per un determinato regime di funzionamento, è possibile incrementare l'efficienza del rigeneratore aumentando la massa del materiale della matrice oppure, a parità di dimensioni del rigeneratore, utilizzando un materiale avente un maggiore calore specifico.

Dal confronto fra la (4.19) e la (4.10), e fra la (4.20) e la (4.11), considerando un recuperatore e un rigeneratore aventi lo stesso valore del rapporto UA, funzionanti con uguali portate, stessi fluidi e temperature di ingresso, e intendendo per temperature del rigeneratore i valori medi su un ciclo di funzionamento completo, si deduce che se la variazione $\Delta \overline{T}_m$ sul ciclo è nulla la distribuzione delle temperature all'interno del rigeneratore coincide con

quella nel recuperatore, così come coincidono le efficienze dei due tipi di scambiatori. In base alla (4.22), si ha $\Delta \overline{T}_m \to 0$ quando il rapporto $\frac{\lambda(\overline{m}\,c_p)_f}{(M\,c_p)_m} \to 0$, cioè quando:

- 1. $(Mc_p)_m \to \infty$;
- 2. $(\overline{\dot{m}}c_p)_f \to 0$;
- 3. $\lambda \to 0$ (periodo di inversione del flusso nullo).

In questi casi (impossibili in pratica) l'andamento delle temperature lungo l'asse del rigeneratore coincide con quello del recuperatore, e l'efficienza dei due scambiatori risulta uguale

Sebbene spesso il rapporto fra le capacità termiche della matrice e del fluido circolante in un ciclo di funzionamento completo sia il parametro che influisce maggiormente sull'efficienza del rigeneratore, esistono altri fattori che intervengono nel funzionamento reale e che determinano uno scadimento delle prestazioni [15]:

- La conduzione di calore lungo le pareti dell'involucro esterno del rigeneratore. Per ridurre tale dissipazione, si utilizzano materiali sintetici caratterizzati da bassi coefficienti di conduzione termica.
- ii. La conduzione di calore lungo la matrice stessa del rigeneratore. A seguito di prove sperimentali, è stato dimostrato che tale effetto risulta spesso del tutto trascurabile. La forma del materiale della matrice (sfere o fili ortogonali all'asse del rigeneratore) determina infatti superfici di contatto minime, così che la conduzione longitudinale di calore, più che dalle caratteristiche di conduzione termica del materiale utilizzato, dipende dalla resistenza di contatto fra i vari elementi costituenti la matrice [13].
- iii. L'espulsione non completa del fluido interno al rigeneratore ad ogni inversione del flusso. A causa dei volumi vuoti interni alla matrice, che tipicamente costituiscono circa il 40% del volume interno al rigeneratore, ad ogni inversione del flusso una parte del fluido rimane all'interno del rigeneratore, e non ne completa quindi l'attraversamento. Ciò determina da un lato il mancato completamento del processo di scambio termico fra il fluido e la matrice, e dall'altro una parziale miscelazione dei fluidi caldo e freddo, con conseguente riduzione dell'efficienza dello scambiatore. Tale effetto è sempre più rilevante al diminuire della temperatura (a causa dell'aumento della densità del fluido) e all'aumentare della rapidità di inversione del flusso. La presenza di volumi vuoti, quindi, determina l'invalidità pratica del risultato teorico per cui l'efficienza del rigeneratore aumenta al diminuire del periodo di inversione.

CAPITOLO 5

LE APPLICAZIONI CRIOGENICHE DEL RIGENERATORE DI CALORE

5.1 LE CARATTERISTICHE RICHIESTE

Il parametro che definisce le prestazioni di un cryocooler è la potenza refrigerante prodotta (Q_{ref}) , la quale risulta uguale alla differenza fra il lavoro prodotto dal fluido in espansione (W_{pV}) meno le perdite termiche totali (Q_l) :

$$Q_{ref} = W_{pV} - Q_l \tag{5.1}$$

Le perdite termiche possono essere sia di tipo statico, causate dalla conduzione e dall'irraggiamento, sia di tipo dinamico, associate alle variazioni di entalpia del fluido al variare della temperatura e ad effetti di trasferimento termico legati al movimento dei componenti meccanici.

L'importanza dell'efficienza del rigeneratore di calore sulle prestazioni globali di un cryocooler è illustrata in Fig. 5.1, in cui è rappresentato l'andamento medio della temperatura in ciascun componente di un cryocooler Stirling durante un ciclo completo di funzionamento. I componenti consistono in un una camera di compressione ad alta temperatura, una camera di espansione a bassa temperatura, un rigeneratore di calore, e due scambiatori atti rispettivamente a dissipare il calore del fluido a seguito della compressione e ad assorbire calore dall'ambiente di refrigerazione. Si suppone che la compres-

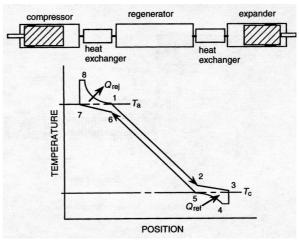


Fig. 5.1: Distribuzione di temperatura in un cryocooler Stirling [15].

sione e l'espansione avvengano in modo reversibile e che il fluido sia perfetto.

A partire dal punto 1, la linea $1 \rightarrow 2$ rappresenta il gas a temperatura ambiente che fluisce attraverso il rigeneratore e viene quindi raffreddato alla temperatura in 2. Nella trasformazione $2 \rightarrow 3$, il gas è ulteriormente raffreddato all'interno dello scambiatore di calore freddo, essendo le pareti dello scambiatore a temperatura T_c . Fra gli stati 3 e 4, il gas è raffreddato a causa dell'espansione adiabatica. Fra gli stati 4 e 5, il gas viene espulso dallo spazio di espansione e, fluendo attraverso lo scambiatore, assorbe calore dall'ambiente freddo. Nella trasformazione $5 \rightarrow 6$, il gas fluisce nuovamente attraverso il rigeneratore ed è quindi riscaldato alla temperatura T_6 . Fra gli stati 6 e 7, il gas viene riscaldato alla temperatura ambiente mentre fluisce attraverso lo scambiatore e nella camera di compressione. Il gas viene poi compresso adiabaticamente allo stato 8 ed infine raffreddato nuovamente alla temperatura ambiente nello scambiatore di calore, tornando allo stato iniziale 1. Il calore Q_{rej} è ceduto all'ambiente esterno.

Per valutare l'effetto dell'efficienza del rigeneratore di calore sulle prestazioni globali del cryocooler, possiamo confrontare la quantità totale di calore scambiato nel rigeneratore, Q_{reg} , con la quantità di calore assorbito dall'ambiente freddo Q_{ref} :

$$Q_{reg} = M_f \bar{c}_p (T_1 - T_2) \tag{5.2}$$

$$Q_{ref} = M_f c_n (T_5 - T_4) (5.3)$$

dove M_f è la massa totale del fluido circolante e c_p è il calore specifico del fluido. La barra indica il valore medio calcolato fra le temperature T_1 e T_2 . Nel caso di funzionamento a temperature comprese fra 300 K e 75 K, il valore del c_p dell'elio è circa indipendente dalla temperatura. Il rapporto fra l'effetto refrigerante prodotto e il calore scambiato fra i due flussi nel rigeneratore risulta quindi:

$$\frac{Q_{reg}}{Q_{ref}} = \frac{(T_1 - T_2)}{(T_5 - T_4)} \tag{5.4}$$

Per un cryocooler con potenza refrigerante di circa $1~W_{th}$, questo rapporto può avere un ordine di grandezza di 100:1. Dato che il calore trasferito nel rigeneratore è due ordini di grandezza superiore rispetto alla potenza refrigerante prodotta dal cryocooler, nel caso in cui l'efficienza del rigeneratore sia inferiore al 99% le perdite termiche determinano una potenza refrigerante utile del cryocooler nulla. In altre parole, per ottenere una potenza refrigerante utile l'efficienza del rigeneratore deve essere superiore al 99%. Per apprezzare l'importanza di un tale livello di prestazione, è sufficiente considerare che in un piccolo cryocooler di tipo Stirling, uno scambiatore di calore avente un diametro di 10~mm ed una lunghezza di 70~mm è in grado di scambiare $100~W_{th}$ di calore su una escursione di temperatura di 225~K con meno di $1~W_{th}$ di calore uscente dal rigeneratore ed entrante nell'ambiente da refrigerare [15].

Il progetto di uno scambiatore di calore di tipo rigenerativo è reso difficoltoso dal fatto che le caratteristiche richieste sono contraddittorie. Per minimizzare l'escursione termica della matrice, e quindi migliorare l'efficienza dello scambiatore, il rapporto fra la capacità termica della matrice e quello del fluido refrigerante fluente in un ciclo dovrebbe essere il massimo possibile. Ciò può essere ottenuto con una *matrice grande e compatta*. La caduta

di pressione attraverso il rigeneratore determina una riduzione dell'escursione di pressione nella camera di espansione. Ciò comporta una riduzione dell'area del diagramma pV e quindi una riduzione dell'effetto refrigerante e del COP del cryocooler. Per minimizzare le perdite di pressione è richiesta una $matrice\ piccola\ e\ porosa$. Il volume nocivo determina una riduzione dell'efficienza globale del cryocooler. Per fare in modo che sia il minimo possibile si richiede una $matrice\ piccola\ e\ compatta$. Per migliorare lo scambio termico e minimizzare la differenza di temperatura fra la matrice ed il fluido, è necessario avere grandi superfici di scambio termico. A questo scopo è richiesta una $matrice\ grande\ e\ finemente\ divisa$.

In definitiva, la matrice di un rigeneratore dovrebbe presentare contemporaneamente le seguenti contrastanti caratteristiche [13]:

- per una massima efficienza teorica → matrice grande e compatta;
- per minime cadute di pressione → matrice piccola e porosa;
- per un minimo volume nocivo → matrice piccola e densa;
- per un massimo scambio termico → matrice grande e finemente divisa.

È impossibile soddisfare contemporaneamente questi requisiti contraddittori e, data la difficoltà di studiare analiticamente il funzionamento di un rigeneratore, è difficile quantificare l'importanza relativa dei vari parametri di progetto. La progettazione e l'ottimizzazione di un rigeneratore di calore è quindi un processo delicato, che procede per piccoli miglioramenti a partire da un primo dimensionamento di tentativo. In linea di massima si può comunque affermare che la matrice deve essere costituita da un materiale suddiviso il più finemente possibile, compatibilmente con le considerazioni di tipo economico. L'involucro esterno deve presentare un basso coefficiente di conduzione termica, ed essere conformato in modo tale che non sia possibile per il fluido non passare attraverso la matrice. È difficile ottenere un volume nocivo della matrice inferiore al 40% utilizzando materiali convenzionali in forma di fili o sfere. In ogni caso le maglie vanno disposte in modo che i fili risultino ortogonali alla direzione del flusso, in modo che sia minima la conduzione di calore lungo l'asse del rigeneratore. Infine, si noti che un tentativo di aumentare l'efficienza di scambio termico aumentando le dimensioni del rigeneratore determinerà come contropartita un aumento della caduta di pressione e dei volumi vuoti, e viceversa. L'approccio migliore è quello di mantenere il progetto flessibile a cambiamenti durante la fasi di ottimizzazione mediante prove sperimentali su prototipi o simulazione numerica, procedendo per piccoli miglioramenti fino ad arrivare al dimensionamento definitivo [13].

5.2 LE SOLUZIONI COSTRUTTIVE UTILIZZATE

Il progetto del rigeneratore comporta la scelta dei materiali e della geometria che ottimizzi le prestazioni nell'intervallo di temperatura di funzionamento. La scelta del materiale della matrice in funzione della temperatura di funzionamento è fondamentale dato che i materiali utilizzati a temperature relativamente elevate (sopra i 30 K) risultano in generale inappropriati per le temperature inferiori. Inoltre, geometrie che presentano un buon funzionamento alle temperature maggiori, ad esempio perché presentano una bassa resistenza fluidodinamica e comportano quindi limitate cadute di pressione, spesso non sono adatte alle basse temperature perché contengono volumi vuoti troppo elevati.

Per quanto riguarda la geometria della matrice del rigeneratore, le possibili soluzioni utilizzate in ambito criogenico sono fondamentalmente quattro [15]: la fessura anulare, il nastro avvolto, la maglia a fili ed il letto di microsfere.

La matrice a fessura anulare

La geometria a fessura anulare (mostrata in Fig. 5.2) utilizza ai fini dello scambio termico l'intercapedine formata da due cilindri concentrici. Questa soluzione era adottata nei primi cryocooler di tipo Stirling a causa della semplicità costruttiva e delle limitate cadute di pressione che comporta. Oggi si preferiscono altre geometrie, che presentano superfici di scambio termico molto maggiori a parità di dimensioni esterne del rigeneratore.

La matrice a nastro avvolto

In teoria, la matrice a nastro avvolto dovrebbe garantire ottime prestazioni perché presenta un rapporto molto elevato fra l'area totale di scambio termico e la caduta di pressione (superiore a quello di ogni altra soluzione costruttiva attualmente utilizzata). In Fig. 5.3 è rappresentata schematicamente una matrice di questo tipo, la quale fondamentalmente è una matrice del tipo a fessura anulare avente numerosi canali di deflusso. I canali anulari sono ottenuti imprimendo una serie di sbalzi su un nastro metallico e arrotolandolo successivamente su se stesso. Un opportuno imbocco ad ogni estremità della matrice provvede a distribuire il flusso fra vari canali nel modo più uniforme possibile. Tuttavia, i vantaggi che dovrebbero teoricamente portare ad una elevata efficienza del rigeneratore non sono mai stati riscontrati in pratica, soprattutto a causa della difficoltà di dividere in modo adeguatamente uniforme il flusso fra i vari canali.

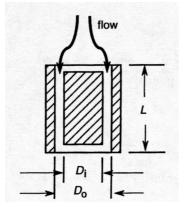


Fig. 5.2: Schema di una matrice a fessura anulare [15].

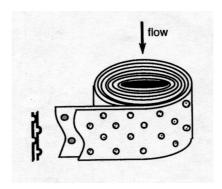


Fig. 5.3: Schema di una matrice a nastro avvolto [15].

La matrice a maglie

La soluzione con maglie di fili metallici sovrapposte è la più comunemente adottata (vedi schema in Fig. 5.4). Le maglie presentano una superficie di scambio termico molto estesa con una minima caduta di pressione, e sono commercialmente disponibili con dimensioni di maglia comprese fra 50 mesh (cioè 50 × 50 fori per pollice quadrato) e 250 mesh, a prezzi relativamente contenuti. I diametri dei fili sono in genere normalizzati in una o più serie per ogni numero di mesh (con valori che vanno da 0.0406 mm per la maglia da 250 mesh a 0.279 mm per la maglia da 50 mesh) [30]. Maglie con fili di acciaio inossidabile o bronzo sono utilizzate nel primo stadio di praticamente tutti i cryocooler rigenerativi commerciali per fornire un raffreddamento fino a 30 K. Al di sotto di tale temperatura, la diminuzione del calore specifico del bronzo e dell'acciaio inossidabile ne limita l'utilizzo. A causa del suo elevato calore specifico alle basse temperature, il materiale comunemente utilizzato sot-

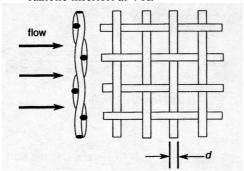
to i 30 K è il piombo. Tuttavia il piombo , a causa delle sue caratteristiche meccaniche, non è disponibile in forma di fili sottili.

La matrice a microsfere

La matrice a microsfere di piombo (con diametri compresi fra 0.20 e 0.40 mm) è comunemente adottata alle basse temperature, dove i materiali disponibili in forma di maglie presentano un calore specifico troppo basso. In Fig. 5.5 è rappresentata schematicamente la disposizione spaziale delle sfere che si viene a formare in una matrice di questo tipo.

Le caratteristiche che ne rendono conveniente la scelta per temperature inferiori ai 30 K sono fondamentalmente le seguenti:

- La minore porosità della matrice a microsfere rispetto a quella a maglie determina da un lato una maggiore superficie di scambio termico, ma dall'altro una maggiore caduta di pressione. L'effetto globale sull'efficienza del rigeneratore risulta quindi positivo solo a temperature inferiori ai 30 K, alle quali la viscosità del fluido refrigerante è limitata.
- ii. Il minor volume vuoto presente all'interno della matrice risulta sempre più favorevole ai fini delle prestazioni globali del rigeneratore al diminuire della temperatura, a causa dell'aumento della densità del fluido refrigerante. Il volume nocivo di una matrice di questo tipo rappresenta solo il 35÷40% del volume totale, contro valori superiori al 50% tipici delle matrici a maglie.
- iii. I materiali che presentano un elevato calore specifico alle basse temperature sono generalmente disponibili solo in forma sferica. Il materiale comunemente usato è il piombo per temperature fino ai 10 K. Per temperature inferiori ai 10 K si utilizzano attualmente nuovi materiali a transizione magnetica, che hanno recentemente permesso ai cryocooler di tipo Gifford-McMahon di raggiungere temperature di refrigerazione inferiori ai 4 K.



 $\begin{array}{c|c}
\hline
\text{flow} \\
\hline
\frac{d}{d}
\end{array}$

Fig. 5.5: Matrice a microsfere [15].

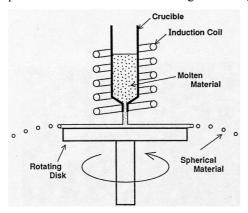
Fig. 5.4: Disposizione dei fili metallici in una matrice a maglie [15].

Il metodo per la produzione delle microsfere merita un inciso. A seconda del materiale utilizzato sono applicabili metodi diversi, come la produzione per nebulizzazione, il processo con elettrodo rotante (REP: Rotating Electrode Process) oppure il processo con disco rotante (RDP: Rotating Disk Process). Quest'ultimo è frequentemente utilizzato per i materiali magnetici.

Lo schema in Fig. 5.6 mostra il funzionamento di principio del metodo RDP [16]. Il materiale magnetico è fuso grazie all'applicazione di un campo elettromagnetico ad alta fre-

quenza, e scende sul disco posto in rapida rotazione. A causa della forza centrifuga, il materiale è spinto verso il bordo esterno del disco ed infine espulso radialmente con formazione di piccole goccioline di materiale fuso. A causa della tensione superficiale, le goccioline assumono una conformazione sferica e si solidificano.

Le dimensioni finali delle microsfere dipendono dal tipo di materiale, dal diametro del disco e dalla velocità di rotazione. Una certa variabilità è comunque sempre presente, per cui occorre setacciare il materiale finale per selezionare le microsfere aventi diametro compreso fra 0.20 e 0.40 mm. La fotografia in Fig. 5.7 mostra il prodotto finito.



Er₃Ni <u>Im</u>or

Fig. 5.6: Schema di funzionamento del metodo RDP per la produzione di microsfere di materiale magnetico [16].

Fig. 5.7: Microsfere di materiale magnetico Er₃Ni alla fine del processo di produzione con metodo RDP. Si noti la variabilità delle dimensioni [16].

5.3 I MATERIALI RIGENERATORI

I materiali rigeneratori si possono dividere in tre categorie, in base all'intervallo di temperatura in cui sono adatti ad operare, come mostrato in Fig. 5.8.

Al primo gruppo appartengono l'acciaio inossidabile ed il bronzo, materiali aventi elevato calore specifico per temperature comprese fra 30 K e 300 K, e che possono essere facilmente ridotti in fili. A tali temperature le maglie di acciaio o bronzo presentano le seguenti caratteristiche positive:

- limitata caduta di pressione;
- estesa superficie di scambio termico;
- bassa conduzione di calore in senso assiale;
- elevata capacità termica.

Per temperature inferiori ai 30 K bronzo ed acciaio perdono i loro vantaggi, e presentano al contrario le seguenti caratteristiche negative:

- elevato volume nocivo;
- basso calore specifico.

Nell'intervallo di temperature compreso fra 10 K e 30 K, si utilizzano quindi microsfere di piombo, essendo a tali temperature il suo calore specifico maggiore di quello dell'acciaio o del bronzo. Il confronto fra il calore specifico di piombo, bronzo e acciaio inossidabile è mostrato in Fig. 5.9, dalla quale è evidente il vantaggio presentato dall'utilizzo del piombo alle basse temperature.

Oltre al maggiore calore specifico del materiale, la conformazione in sfere determina i seguenti ulteriori vantaggi alle temperature inferiori ai 30 K:

- inferiore volume nocivo a causa della minore porosità;
- maggiore superficie di scambio termico a parità di volume del rigeneratore.

Il problema dell'utilizzo del piombo a temperature ancora inferiori è dovuto al fatto che al calare della temperatura il suo calore specifico decresce notevolmente rispetto a quello dell'elio (che è l'unico fluido refrigerante utilizzabile a queste temperature). Ad esempio a 10 K il piombo presenta un calore specifico inferiore dell'89% rispetto a quello relativo

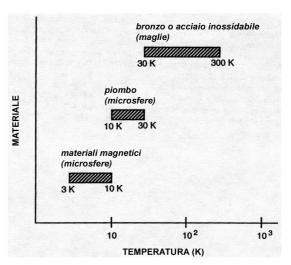


Fig. 5.8: Intervalli di temperatura appropriati per i diversi materiali rigeneratori utilizzati in ambito criogenico [15].

alla temperatura ambiente, e la sua capacità termica per unità di volume risulta inferiore a quella dell'elio alla pressione di 1 MPa. Si noti che tale effetto è accentuato dal fatto che l'elio aumenta il suo calore specifico al diminuire della temperatura, come mostrato in Fig. 5.10. La conseguenza è che per temperature vicine ai 10 K la fluttuazione di temperatura di una matrice in piombo su un ciclo di funzionamento diventa elevata, e quindi l'efficienza del rigeneratore si riduce notevolmente. Questo fenomeno, unitamente alla mancanza di materiali alternativi al piombo, ha impedito fino a pochi anni fa ai cryocooler rigenerativi (non utilizzanti una valvola di espansione Joule-Thomson) di raggiungere temperature utili di refrigerazione inferiori ai 10 K.

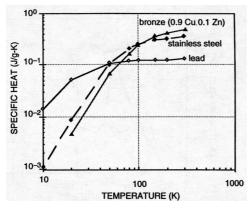


Fig. 5.9: Confronto fra i calori specifici di acciaio inossidabile, bronzo e piombo [15].

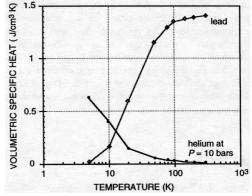


Fig. 5.10: Confronto fra i calori specifici del piombo e dell'elio [15].

La necessità di mantenere elevata la capacità termica della matrice ha portato, già negli anni '70, ad individuare alcuni composti metallici ricchi di terre rare come potenziali materiali rigeneratori per le basse temperature [31; 32]. La caratteristica di questi materiali è quella di presentare un picco del calore specifico a temperature inferiori ai 10 K.

Il fenomeno che determina questo incremento del calore specifico è una transizione fisica dello stato magnetico del materiale. La variazione dell'entropia del materiale conseguente al processo di transizione magnetica, e quindi al processo di riordinamento dei momenti atomici dei composti intermetallici, determina un'anomalia del calore specifico del materiale in corrispondenza della temperatura di transizione. La variazione di energia associata al processo di transizione magnetica può essere espressa come:

$$Q = \int c_{v} dT = T_{cr} \Delta s \tag{5.5}$$

dove c_v è il calore specifico del materiale a volume costante, T_{cr} è la temperatura critica di transizione, e Δs è la variazione di entropia associata alla transizione magnetica del materiale. Il fenomeno è per certi versi simile a quello riscontrato durante il cambiamento di fase fisica di un materiale: il processo di riordinamento atomico del materiale, comportando una variazione di entropia, determina l'assorbimento o il rilascio di energia sotto forma di calore latente (5.5). Questo fenomeno si traduce macroscopicamente in una variazione della capacità termica del materiale (essendo questa il rapporto fra il calore scambiato e la relativa variazione di temperatura).

L'effetto del fenomeno di transizione magnetica di un materiale è mostrato in Fig. 5.11, nella quale il calore specifico di vari composti Er-Ni è confrontato con quello del piombo e dell'elio a 0.5 MPa, per temperature inferiori ai 30 K.

Nel 1990, nei centri ricerca della Toshiba Co. e della Mitsubishi Electric Co., si sperimentarono tali materiali nel secondo rigeneratore di un cryocooler Gifford-McMahon. Per la prima volta fu in questo modo possibile ottenere la liquefazione dell'elio utilizzando un cryocooler GM a due stadi [16]. Attualmente sono commercialmente disponibili cryocooler Gifford-McMahon in grado di produrre potenze refrigeranti dell'ordine del W_{th} a temperature anche inferiori ai 4 K [3].

In particolare, il miglioramento delle prestazioni di un cryocooler Gifford-McMahon a due stadi grazie all'utilizzo di Er₃Ni nel secondo rigeneratore è riportato nel grafico di Fig. 5.12. In questa serie di esperimenti la scelta del materiale è ricaduta sull'Er₃Ni perché esso ha la caratteristica di presentare un calore specifico molto simile a quello del piombo, tranne che nella zona di transizione. Ciò permette di chiarire meglio quali siano gli effetti determinati dalla presenza di un picco del calore specifico alle basse temperature, prescindendo dalle considerazioni riguardanti il comportamento del materiale alle temperature maggiori.

In Fig. 5.13 è rappresentato lo schema della disposizione dei due rigeneratori di calore utilizzati. Il secondo stadio è costituito per il 50% in volume da sfere di piombo con un diametro nominale di 0.20 mm, e per il restante 50% da sfere di Er₃Ni con diametro nominale di 0.30 mm. Una maglia di acciaio inossidabile da 200 mesh è usata per mantenere separati i due materiali.

I test riportati in Fig. 5.12 sono stati così condotti: dapprima si è misurata la potenza refrigerante del cryocooler con il secondo rigeneratore realizzato solo in piombo, e lo si è fatto funzionare con la velocità ottimale di funzionamento di 144 rpm (linea continua in figura). Successivamente si è sostituito il secondo rigeneratore con quello avente il 50% in volume di $\rm Er_3Ni$, e si sono ripetuti gli stessi esperimenti utilizzando la stessa velocità alternativa di funzionamento (linea con tratteggio lungo in figura). Come mostrato, si è raggiunta una temperatura di refrigerazione inferiore per tutti i regimi di funzionamento con carico termico minore di $\rm 10~W_{th}$. Infine, si è ottimizzata la velocità alternativa di funzionamento in modo da ottenere la minore temperatura possibile in assenza di carico termico (0 $\rm W_{th}$). La temperatura minima ottenuta è stata di $\rm 3.4~K$ (linea con tratteggio corto in figura), ben inferiore a quella ottenibile con l'utilizzo della matrice in piombo [33].

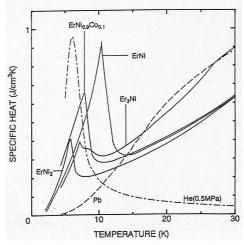


Fig. 5.11: Confronto fra il calore specifico di vari materiali a transizione magnetica con quello del piombo e dell'elio a 0.5 MPa [17].

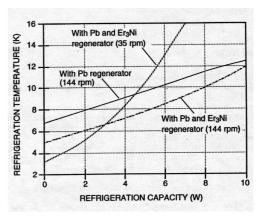


Fig. 5.12: Miglioramento della potenza refrigerante di un cryocooler Gifford-McMahon grazie all'utilizzo di Er_3Ni nel rigeneratore di calore del secondo stadio [15].

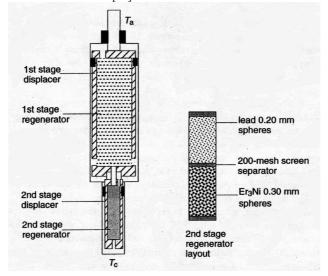


Fig. 5.13: Schema della disposizione dei due rigeneratori di calore utilizzati negli esperimenti riportati [15].

CAPITOLO 6

LA VALUTAZIONE NUMERICA DELLA EFFICIENZA DI UN RIGENERATORE

L'analisi del funzionamento di un rigeneratore di calore è molto più complessa dello studio di uno scambiatore recuperativo di calore, a causa soprattutto del regime di funzionamento alternato. Sebbene in passato siano state proposte soluzioni semplificate in forma chiusa, oggi lo studio dei rigeneratori viene effettuato numericamente. Le equazioni differenziali che descrivono il comportamento del sistema sono sostituite con equazioni alle differenze finite, ed il risultato è ottenuto mediante un processo di calcolo iterativo convergente [15].

I modelli numerici possono essere divisi in diversi livelli di complessità ed accuratezza, a seconda del numero di semplificazioni assunte. Il livello di base consiste nel considerare il rigeneratore come funzionante in modo indipendente, senza considerare la sua integrazione all'interno del cryocooler. In questo caso si assume:

- i. portata in massa del fluido attraverso il rigeneratore e pressione costanti durante ogni fase di funzionamento (in realtà esse sono funzioni del moto armonico del pistone e della legge di apertura e chiusura delle valvole);
- ii. temperatura del fluido in ingresso costante durante i periodi di riscaldamento e raffreddamento;
- iii. volume nocivo del rigeneratore nullo.

I modelli a maggiore livello di accuratezza cercano di tenere in considerazione le complesse interazioni che nascono nel funzionamento reale del rigeneratore all'interno del cryocooler [41]. Gli aspetti presi in considerazione comprendono:

- i. le variazioni di pressione sul ciclo;
- ii. la caduta di pressione attraverso il rigeneratore;
- iii. i volumi nocivi;
- iv. la portata in massa variabile nel tempo;
- v. la temperatura dei fluidi in ingresso variabili sul ciclo.

Tali modelli sono estremamente complessi e tuttora in fase di perfezionamento e sviluppo. Per la scrittura del programma di calcolo numerico utilizzato durante lo svolgimento di questa ricerca è stata quindi utilizzata la teoria relativa al modello base, con le assunzioni semplificative che comporta. I risultati del programma di calcolo realizzato devono quindi essere considerati come valori indicativi, in grado di dare informazioni qualitative di tipo comparativo fra le diverse configurazioni di funzionamento considerate.

6.1 IL MODELLO DI CALCOLO

Consideriamo una sezione trasversale della matrice del rigeneratore di spessore infinitesimo dz durante il periodo di riscaldamento $(T_f > T_m)$. Detti δA_s la superficie di scambio termico, δV il volume infinitesimo interno a tale elementino, w_z la velocità assiale del fluido lungo il rigeneratore, e usando i pedici m ed f rispettivamente per indicare la matrice ed il fluido, possiamo scrivere le equazioni che descrivono le variazioni di temperatura rispettivamente della matrice e del fluido come [15]:

$$Q_m = h \, \delta A_s (T_f - T_m) = (\rho \, c_p \, \delta V)_m \frac{\partial T_m}{\partial t}$$
(6.1a)

$$Q_f = h \, \delta A_s (T_f - T_m) = -(\rho \, c_p \, \delta V)_f \, w_z \frac{\partial T_f}{\partial z}$$
(6.1b)

dove $Q_m = Q_f$ è il flusso di calore scambiato fra il fluido e la matrice.

Per implementare queste equazioni all'interno di un programma di calcolo numerico è possibile approssimare le derivate con opportune differenze finite. A tal fine, si suddivide la lunghezza del rigeneratore in un numero finito N_z di nodi spaziali, come mostrato in Fig. 6.1. I periodi di riscaldamento e raffreddamento della matrice sono suddivisi in un numero finito N_t di intervalli temporali. Le derivate del primo ordine che compaiono nelle (6.1a) e (6.1b) sono quindi sostituite con i relativi rapporti incrementali [15]:

$$\lim_{\Delta z \to 0} \frac{f(z + \frac{1}{2}\Delta z) - f(z - \frac{1}{2}\Delta z)}{\Delta z} = f'(z)$$
(6.2)

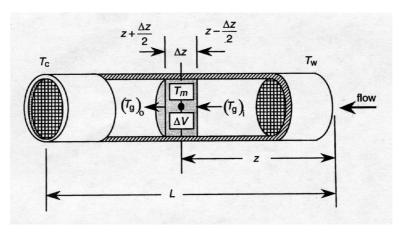


Fig. 6.1: Suddivisione del rigeneratore in N_z nodi spaziali di spessore Δz [15].

Le equazioni (6.1a) e (6.1b) possono quindi essere scritte alle differenze finite in questo modo:

$$\frac{T_m(t + \Delta t, z) - T_m(t, z)}{\Delta t} = \left[\frac{hA_s}{(Mc_p)_m}\right]_{\Delta z}$$
 (6.3a)

$$\frac{T_{f}(t,z+\frac{1}{2}\Delta z)-T_{f}(t,z-\frac{1}{2}\Delta z)}{\Delta z} =$$

$$= -\frac{1}{w_{z}} \left[\frac{hA_{s}}{(Mc_{p})_{f}} \right]_{\Delta z} \overline{\Delta T} = -\frac{1}{\Delta z} \left[\frac{hA_{s}}{(\dot{m}c_{p})_{f}} \right]_{\Delta z} \overline{\Delta T}$$
(6.3b)

dove il pedice Δz sta ad indicare che le grandezze fra parentesi quadre sono da riferirsi all'intervallo di calcolo considerato, mentre con $\overline{\Delta T}$ si è indicata la differenza media di temperatura fra il fluido e la matrice:

$$\overline{\Delta T} = \frac{1}{2} \left[T_f(t, z + \frac{1}{2}\Delta z) + T_f(t, z - \frac{1}{2}\Delta z) \right] - \frac{1}{2} \left[T_m(t + \Delta t, z) + T_m(t, z) \right]$$
(6.4)

Utilizzando una notazione meno rigorosa ma più snella, possiamo utilizzare i pedici *i* e *o* per indicare le temperature del fluido e della matrice rispettivamente all'inizio e alla fine di ogni intervallo (spaziale o temporale), cosicché le variazioni di temperatura possono essere scritte come [15]:

$$\Delta T_m = [T_{mo} - T_{mi}] = [T_m(t + \Delta t, z) - T_m(t, z)]$$
(6.5a)

$$\Delta T_f = [T_{fo} - T_{fi}] = [T_f(t, z + \frac{1}{2}\Delta z) - T_f(t, z - \frac{1}{2}\Delta z)]$$
 (6.5b)

mentre la differenza media di temperatura fra il fluido e la matrice risulta:

$$\overline{\Delta T} = \frac{1}{2} [T_{fo} + T_{fi}] - \frac{1}{2} [T_{mo} + T_{mi}]$$
(6.6)

Con questa notazione, le (6.3a) e (6.3b) diventano:

$$\Delta T_m = \left[\frac{h A_s}{(M c_p)_m} \Delta t \right]_{\Delta z} \overline{\Delta T}$$
 (6.7a)

$$\Delta T_f = -\left[\frac{hA_s}{(\dot{m}c_p)_f}\right]_{\Delta T} \tag{6.7b}$$

Sostituendo l'equazione (6.7b) nella (6.7a), si ottiene l'equazione che lega la variazione della temperatura della matrice con la variazione della temperatura del fluido:

$$\Delta T_m = -\left[\frac{(\dot{m}c_p)_f}{(\dot{M}c_p)_m}\Delta t\right]_{\Lambda_f} \Delta T_f \tag{6.8}$$

Note le condizioni iniziali T_{mi} e T_{fi} dell'intervallo di calcolo, le equazioni (6.7a) e (6.7b) costituiscono un sistema di due equazioni nelle due incognite T_{mo} e T_{fo} . Ponendo infatti:

$$A = \frac{1}{2} \left[\frac{h A_s}{(M c_p)_m} \Delta t \right]_{\Delta z}$$

$$B = \frac{1}{2} \left[\frac{h A_s}{(\dot{m} c_p)_f} \right]_{\Delta z}$$

tali equazioni possono essere riscritte come:

$$T_{mo} - T_{mi} = A \left[(T_{fo} + T_{fi}) - (T_{mo} + T_{mi}) \right]$$
(6.9a)

$$T_{fo} - T_{fi} = -B \left[(T_{fo} + T_{fi}) - (T_{mo} + T_{mi}) \right]$$
 (6.9b)

Ricavando T_{mo} dalla (6.9a) e sostituendo nella (6.9b) si ottiene la soluzione del sistema [15]:

$$T_{fo} = T_{fi} - K_1 [T_{fi} - T_{mi}] ag{6.10a}$$

$$T_{mo} = T_{mi} + K_2 [T_{fi} - T_{mi}] ag{6.10b}$$

dove le costanti K_1 e K_2 sono:

$$K_{1} = \frac{\left[\frac{hA_{s}}{(\dot{m}c_{p})_{f}}\right]_{\Delta z}}{\left\{1 + \frac{1}{2}\left[\frac{hA_{s}}{(Mc_{p})_{m}}\Delta t\right]_{\Delta z} + \frac{1}{2}\left[\frac{hA_{s}}{(\dot{m}c_{p})_{f}}\right]_{\Delta z}\right\}}$$
(6.11a)

$$K_{2} = \frac{\left[\frac{hA_{s}}{(Mc_{p})_{m}}\Delta t\right]_{\Delta z}}{\left\{1 + \frac{1}{2}\left[\frac{hA_{s}}{(Mc_{p})_{m}}\Delta t\right]_{\Delta z} + \frac{1}{2}\left[\frac{hA_{s}}{(\dot{m}c_{p})_{f}}\right]_{\Delta z}\right\}}$$
(6.11b)

Sebbene corretto da un punto di vista teorico, il modello di calcolo rappresentato dalle (6.10a) e (6.10b) può però presentare un problema di convergenza in determinate condizioni di calcolo. Infatti, come mostrato in Fig. 6.2 con riferimento al periodo di riscaldamento

 $(T_f > T_m)$, non è escluso che al termine di un intervallo temporale di calcolo Δt le temperature in uscita siano tali da presentare una inversione del gradiente, in contrasto col secondo principio della termodinamica. Ciò determina la divergenza del calcolo perché un'intersecazione delle linee di determina temperatura un'inversione delle temperature di ingresso per il nodo di calcolo successivo, cosicché si passa da una situazione di riscaldamento della matrice $(T_f > T_m)$ ad una di raffreddamento $(T_f < T_m)$ e viceversa. Ad ogni successivo nodo di calcolo, si ha un'ulteriore inversione delle temperature, portando alla divergenza del processo iterativo [15].

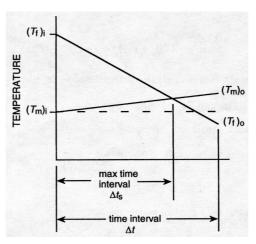


Fig. 6.2: Problema di convergenza nell'applicazione del modello alle differenze finite [15].

Per impedire che si abbia un'inversione fra la temperatura del fluido e quella della matrice, indipendentemente dalla durata dell'intervallo di tempo Δt , si considera ciascun nodo come uno scambiatore recuperativo di calore in equiflusso, con un fluido fittizio avente le stesse caratteristiche del materiale della matrice che fluisce parallelamente al fluido reale. Le curve di Fig. 6.3 rappresentano gli andamenti della temperatura della matrice e del fluido durante un singolo passo di calcolo. Con riferimento al periodo di riscaldamento, in figura è mostrata la differenza finale di temperatura fra fluido e matrice che si ha quando il fluido abbandona l'elementino Δz :

$$\Delta T_o = \Delta T_{fo} - \Delta T_{mo}$$

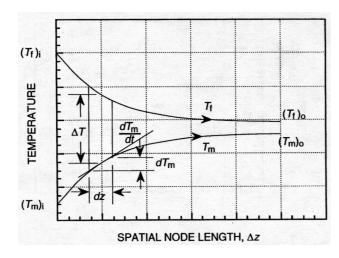


Fig. 6.3: Andamento della temperatura del fluido e della matrice lungo lo scambiatore fittizio in equiflusso [15].

L'andamento delle temperature del fluido e della matrice non è lineare perché con questo modello di calcolo si tiene conto del fatto che durante l'intervallo di calcolo Δt si ha una variazione della differenza di temperatura ΔT fra fluido e matrice, per cui il flusso di calore scambiato risulta via via minore.

Per ricavare le equazioni di calcolo, si considera lo scambio di calore fra l'elementino di matrice (con capacità termica $[(Mc_p)_m]_{\Delta z}$) e il fluido che fluisce nel tempo Δt (avente capacità termica $[(\dot{m}c_p)_f \Delta t]_{\Delta z}$), considerati come fluenti in uno scambiatore recuperativo di calore in equiflusso. Nell'istante infinitesimo dt, la variazione di temperatura della matrice e del fluido vale [15]:

$$dT_m = \left[\frac{hA_s}{(Mc_p)_m}\right]_{\Lambda^-} (T_f - T_m) dt \tag{6.12a}$$

$$dT_f = -\left[\frac{hA_s}{(\dot{m}c_p)_f \Delta t}\right]_{t=1} (T_f - T_m) dt$$
 (6.12b)

Sottraendo membro a membro la (6.12a) alla (6.12b) si ottiene:

$$\frac{d(T_f - T_m)}{T_f - T_m} = -\left\{ \left[\frac{hA_s}{(\dot{m}c_p)_f} \right]_{\Delta z} + \left[\frac{hA_s}{(Mc_p)_m} \Delta t \right]_{\Delta z} \right\} \frac{dt}{\Delta t}$$
(6.13)

Ricordando che la velocità del fluido vale:

$$w_z = \frac{\Delta z}{\Delta t} = \frac{dz}{dt}$$
 \Rightarrow $\frac{dt}{\Delta t} = \frac{dz}{\Delta z}$

possiamo integrare la (6.13) lungo l'ascissa z ottenendo:

$$\ln \frac{\Delta T}{\Delta T_i} = -\left\{ \left[\frac{h A_s}{(\dot{m} c_p)_f} \right]_{\Delta z} + \left[\frac{h A_s}{(M c_p)_m} \Delta t \right]_{\Delta z} \right\} \frac{z}{\Delta z}$$
 (6.14)

dove con ΔT_i si è indicata la differenza di temperatura iniziale $\Delta T_i = (T_{fi} - T_{mi})$, presente in z = 0 (vedi Fig. 6.3) [15].

Elevando ad esponente la (6.14) si ottiene l'equazione che esprime la differenza di temperatura ΔT fra fluido e matrice:

$$\Delta T = (T_f - T_m) = \Delta T_i \cdot \exp\left\{ \left[-\frac{(hA_s)_{\Delta z}}{(\dot{m}c_p)_f} \right] \left[1 + \frac{(\dot{m}c_p)_f \Delta t}{[(Mc_p)_m]_{\Delta z}} \right] \frac{z}{\Delta z} \right\}$$
(6.15)

Sostituendo la (6.15) nelle equazioni del rigeneratore ideale (6.1a) e (6.1b), e ricordando che:

$$\frac{dT_m}{dt} = \frac{dT_m}{dz} \frac{\Delta z}{\Delta t}$$

si ottiene:

$$dT_{m} = \left[\frac{hA_{s}\Delta t}{(Mc_{p})_{m}}\right]_{\Delta z} \Delta T_{i} \cdot \exp\left\{\left[-\frac{(hA_{s})_{\Delta z}}{(\dot{m}c_{p})_{f}}\right]\left[1 + \frac{(\dot{m}c_{p})_{f}\Delta t}{[(Mc_{p})_{m}]_{\Delta z}}\right]\frac{z}{\Delta z}\right\}\frac{dz}{\Delta z}$$
(6.16a)

$$dT_f = -\left[\frac{hA_s}{(\dot{m}c_p)_f}\right]_{\Delta z} \Delta T_i \cdot \exp\left\{\left[-\frac{(hA_s)_{\Delta z}}{(\dot{m}c_p)_f}\right]\left[1 + \frac{(\dot{m}c_p)_f \Delta t}{[(Mc_p)_m]_{\Delta z}}\right] \frac{z}{\Delta z}\right\} \frac{dz}{\Delta z}$$
(6.16b)

Integrando queste equazioni lungo Δz si ottiene un sistema di due equazioni nelle due incognite T_{fo} e T_{mo} , il quale risolto porta alle seguenti due equazioni, analoghe alle (6.10a) e (6.10b) [15]:

$$T_{fo} = T_{fi} - K_1 [T_{fi} - T_{mi}] ag{6.17a}$$

$$T_{mo} = T_{mi} + K_2 [T_{fi} - T_{mi}] ag{6.17b}$$

dove le costanti K_1 e K_2 sono:

$$K_{1} = \frac{1}{\left\{1 + \frac{(\dot{m}c_{p})_{f}\Delta t}{[(Mc_{p})_{m}]_{\Delta z}}\right\}} \left\{1 - \exp\left\{\left[-\frac{(hA_{s})_{\Delta z}}{(\dot{m}c_{p})_{f}}\right]\left[1 + \frac{(\dot{m}c_{p})_{f}\Delta t}{[(Mc_{p})_{m}]_{\Delta z}}\right]\right\}\right\}$$
(6.18a)

$$K_{2} = \frac{1}{\left\{1 + \frac{\left[(Mc_{p})_{m}\right]_{\Delta z}}{\left(\dot{m}c_{p}\right)_{f}\Delta t}\right\}} \left\{1 - \exp\left\{\left[-\frac{(hA_{s})_{\Delta z}}{\left(\dot{m}c_{p}\right)_{f}}\right]\left[1 + \frac{(\dot{m}c_{p})_{f}\Delta t}{\left[(Mc_{p})_{m}\right]_{\Delta z}}\right]\right\}\right\}$$
(6.18b)

L'efficienza del rigeneratore è valutata applicando iterativamente le equazioni (6.17a) e (6.17b) al processo di calcolo schematizzato in Fig. 6.4 (in cui il singolo apice (T') indica le temperature durante il periodo di riscaldamento ed il doppio apice (T'') indica le temperature durante il periodo di raffreddamento). Tali equazioni sono risolte per ciascuno degli N_z nodi spaziali e degli N_t nodi temporali per entrambi i periodi di riscaldamento e di raffreddamento [15].

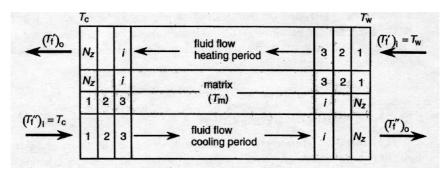


Fig. 6.4: Schema del processo di calcolo [15].

Il calcolo procede a partire da una distribuzione iniziale di temperatura della matrice lineare fra le due estremità calda e fredda (rispettivamente alle temperature T_w e T_c):

$$T'_{m}(i,1)_{i} = T_{w} - \frac{(i-1)}{N_{z}} [T_{w} - T_{c}]$$
 $i = 1, 2, 3, ..., N_{z}$ (6.19)

dove col primo indice fra parentesi si indica il nodo spaziale mentre col secondo il nodo temporale considerato.

La temperatura del fluido in ingresso si suppone costante durante tutto il periodo di riscaldamento:

$$T'_{f}(1,j)_{i} = T_{w}$$
 $j = 1,2,3,...,N_{f}$ (6.20)

Il primo passo di calcolo consiste nel calcolare, a partire dalle temperature $T_m'(1,1)_i$ e $T_f'(1,1)_i$, le temperature $T_m'(1,1)_o$ e $T_f'(1,1)_o$ mediante l'applicazione delle equazioni (6.17a) e (6.17b). Il processo di calcolo è poi ripetuto per ciascun nodo $(1, 2, 3, ..., N_z)$ utilizzando la temperatura del fluido calcolata nel passo precedente come dato di ingresso per il nuovo nodo $(T_f'(2,1)_i = T_f'(1,1)_o)$ mentre la temperatura della matrice $T_m'(i,1)_i$ è ovunque nota dalla (6.19). Lo stesso processo è poi ripetuto per gli N_t intervalli temporali in cui si è diviso il periodo di riscaldamento, in modo che una matrice di $N_z \times N_t$ equazioni è risolta sia per il fluido che per la matrice. Una volta completato il calcolo relativo al periodo di riscaldamento, la distribuzione di temperatura della matrice è utilizzata come condizione iniziale per il calcolo relativo al successivo periodo di raffreddamento, con il fluido che ora entra nel rigeneratore dall'estremità fredda con condizioni iniziali:

$$T''_f(N_z, j)_i = T_w$$
 $j = 1, 2, 3, ..., N_t$ (6.21)

Per ogni ciclo di funzionamento vengono quindi risolte $N_z \times N_t \times 2 \times 2$ equazioni. Lo stesso processo di calcolo è da ripetersi finché non si raggiunge un regime di funzionamento stabile, nel senso che le distribuzioni di temperatura della matrice e del fluido in uscita dai lati freddo e caldo del rigeneratore diventano cicliche.

Noto il vettore delle temperature del fluido in uscita dal lato freddo del rigeneratore:

$$T'_{fo} = \begin{pmatrix} T'_f(N_z, 1) \\ T'_f(N_z, 2) \\ \dots \\ T'_f(N_z, N_t) \end{pmatrix}_0$$
(6.22)

è ora possibile calcolare la variazione di entalpia subita da ogni elementino nel quale è stato diviso il flusso totale e calcolare così il rendimento del rigeneratore come rapporto fra la variazione media di entalpia del fluido e la massima variazione possibile nel funzionamento fra le temperature T_c e T_w [15]:

$$\varepsilon = \frac{\sum_{j=1}^{N_t} [h(T_w) - h(T_f'(N_z, j)_o)]}{N_t \Delta h_{max}}$$
(6.23)

Il calcolo dell'entalpia del fluido è necessario perché alle temperature criogeniche il calore specifico dell'elio è fortemente variabile con la temperatura, per cui non è possibile calcolare il rendimento come semplice rapporto fra differenze di temperature.

Per quanto riguarda il numero di nodi, la scelta dei valori opportuni di N_z ed N_t avviene eseguendo vari processi di calcolo con numero di suddivisioni crescente fino ad arrivare ad una situazione di convergenza dei risultati. Si può dimostrare che, oltre a non presentare problemi di convergenza legati ad una possibile inversione fra la temperatura del fluido e quella della matrice, il modello di calcolo a flussi paralleli, rappresentato dalle equazioni (6.17a) e (6.17b), presenta il vantaggio rispetto al modello alle differenze finite, rappresentato dalle equazioni (6.10a) e (6.10b), di determinare una precisione di calcolo maggiore a parità di numero di nodi spaziali e temporali. In altre parole è possibile eseguire il calcolo con un numero minore di passi, e quindi con un minore tempo di calcolo [15].

Per quanto riguarda i dati del calore specifico dei materiali da utilizzare nei calcoli, alle temperature criogeniche si ha una notevole dipendenza del c_p dalla temperatura. Nel programma di calcolo devono quindi essere presenti apposite procedure per il calcolo del calore specifico dei materiali per ogni temperatura come interpolazione di dati sperimentali. Inoltre, la quantità in massa di fluido che attraversa il rigeneratore ad ogni ciclo è data dal prodotto fra il volume della camera di espansione (noto) e la densità dell'elio all'alta pressione del ciclo ed alla temperatura di refrigerazione T_c . È quindi necessario calcolare tale valore a partire dalla relativa tabella di dati sperimentali.

Nei diagrammi da Fig. 6.5 a Fig. 6.8 sono rappresentati i calori specifici del piombo, del materiale magnetico $Er(Ni_{0.075}Co_{0.925})_2$ e dell'elio alle pressioni di 8 kg/cm² (0.785 MPa) e di 20 kg/cm² (1.96 MPa). In Fig. 6.9 è mostrato l'andamento della densità dell'elio a 20 kg/cm² (1.96 MPa) in funzione della temperatura. Infine la Fig. 6.10 confronta le caratteristiche del calore specifico del piombo e del materiale magnetico utilizzato negli esperimenti. Si noti che i dati sperimentali relativi al calore specifico del materiale magnetico utilizzato sono disponibili solo per temperature inferiori ai 27 K. È stato quindi possibile effettuare calcoli solo relativamente alle condizioni di funzionamento per le quali T_w < 27 K.

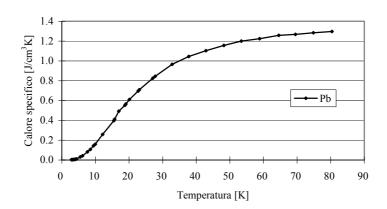
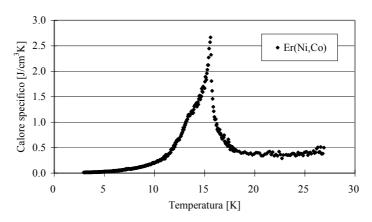


Fig. 6.5: Calore specifico del piombo.



 $\textbf{\it Fig. 6.6}: \ Calore \ specifico \ del \ materiale \ magnetico \ Er(Ni_{0.075}Co_{0.925})_2.$

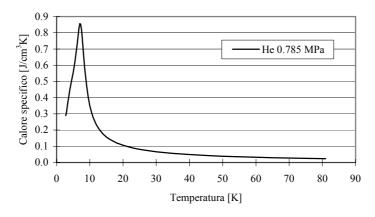


Fig. 6.7: Calore specifico dell'elio alla pressione di 0.785 MPa.

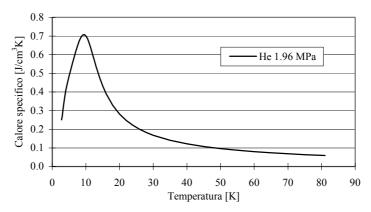


Fig. 6.8: Calore specifico dell'elio alla pressione di 1.96 MPa.

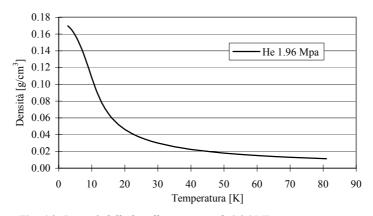


Fig. 6.9: Densità dell'elio alla pressione di 1.96 MPa.

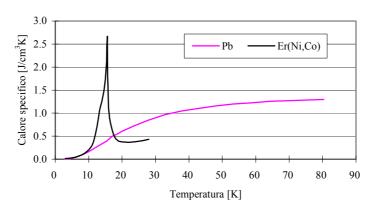


Fig. 6.10: Confronto fra il calore specifico del piombo e del materiale magnetico utilizzato per la sperimentazione.

6.2 I RISULTATI DELLE SIMULAZIONI

Il codice per la simulazione è stato scritto principalmente con lo scopo di ottenere informazioni utili sul funzionamento del rigeneratore, al fine di ridurre il numero di prove sperimentali necessarie a determinare la configurazione ottimale di funzionamento. Infatti, per stabilire quale sia il rapporto ottimale fra la quantità di piombo (al lato caldo del rigeneratore) e di materiale magnetico (al lato freddo del rigeneratore) sono necessarie varie prove sperimentali con diversi rapporti quantitativi fra i due materiali. Tali prove sperimentali richiedono molto tempo: mediamente è stato possibile testare non più di una configurazione di funzionamento la settimana. Pertanto, la possibilità di simulare il comportamento del rigeneratore e di stimare, seppur in modo approssimativo, il rapporto Er(Ni,Co)/Pb che determina la massima efficienza di scambio termico del rigeneratore riduce notevolmente il tempo necessario alla sperimentazione.

Il primo obiettivo è determinare quale sia il numero opportuno di nodi spaziali N_z e temporali N_t con cui eseguire la simulazione. A tale scopo è stata eseguita una serie di simulazioni con valori di N_z ed N_t crescenti, fino a determinare la convergenza dei risultati. Si è scelto un rapporto fra la quantità (in volume) di materiale magnetico e di piombo pari al 30%, mentre le temperature di funzionamento del rigeneratore considerate sono $T_w = 24.1$ K e $T_c = 13.6$ K (valori medi riscontrati nel funzionamento in assenza di carico termico sul primo stadio). È da notare che non è stato possibile effettuare simulazioni con riferimento alla condizione di funzionamento con carico termico sul primo stadio pari a 30 W_{th}, perché determina temperature T_w superiori ai 27 K (temperatura massima per la quale sono disponibili dati sperimentali sul calore specifico del materiale $\text{Er}(\text{Ni}_{0.075}\text{Co}_{0.925})_2$).

A seguito di queste simulazioni si sono scelti $N_z = 2000$ ed $N_t = 4000$. Infatti, come riportato nella Tab. 6.1 ed in Fig. 6.11, un raddoppio di tali valori (con conseguente quadruplicazione del tempo di calcolo) determina una variazione dei risultati che interessa solo la quinta cifra significativa, ed una tale precisione di calcolo è stata giudicata più che sufficiente.

Sim.	Nz	Nt	Efficienza
#1	125	250	99.889%
#2	250	500	99.749%
#3	500	1000	99.665%
#4	1000	2000	99.619%
#5	2000	4000	99.595%
#6	4000	8000	99.593%

Tab. 6.1: Risultati della serie di simulazioni per la scelta di Nz ed Nt.

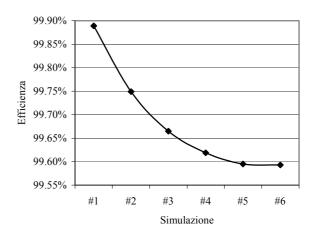


Fig. 6.11: Convergenza dei risultati.

Assunti $N_z = 2000$ ed $N_t = 4000$, è stata quindi effettuata la serie dei calcoli relativi a sette diversi rapporti quantitativi (in volume) fra il materiale magnetico ed il piombo: 0%, 10%, 20%, 30%, 40%, 50% e 70%. I risultati sono raccolti in Tab. 6.2 e rappresentati nel diagramma di Fig. 6.12. I risultati di calcolo indicano che l'utilizzo del materiale magnetico determini un miglioramento dell'efficienza del rigeneratore. Il rapporto ottimale di funzionamento risulta essere quello con il 30% in volume di materiale magnetico.

Tab. 6.2: Risultati delle simulazioni per vari rapporti Er(Ni,Co)/Pb.

		Efficienza						
$T_w[K]$	T _c [K]	0%	10%	20%	30%	40%	50%	70%
20.7	10.8	98.41%	98.76%	98.77%	98.87%	98.81%	98.78%	98.78%
24.1	13.6	99.49%	99.59%	99.60%	99.60%	99.59%	99.59%	99.58%
25.0	18.7	99.94%	99.92%	99.92%	99.91%	99.91%	99.91%	99.91%

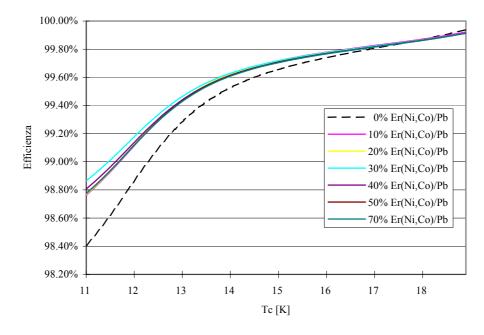


Fig. 6.12: Diagramma dei risultati delle simulazioni per vari rapporti Er(Ni, Co)/Pb.

Dalla Fig. 6.12 è comunque possibile notare che per temperature superiori ai 14 K (quelle di maggior interesse per il funzionamento del cryocooler) l'efficienza del rigeneratore con solo piombo è già elevata, e sempre superiore al 99.5%. Ciò porta a pensare che in tali condizioni di funzionamento il calore specifico del piombo sia già sufficiente ad assicurare un buon funzionamento del rigeneratore, e che l'uso di un costoso materiale magnetico ad elevato calore specifico possa risultare superfluo, non essendo possibile migliorare ulteriormente in modo significativo la già buona efficienza del rigeneratore. Alla temperatura di 13.6 K, l'utilizzo di una quantità in volume del 30% di materiale magnetico determina un incremento dell'efficienza dello 0.11% (passando dal 99.49% al 99.60%).

L'efficienza di uno scambiatore rigenerativo di calore dipende in prima misura dal rapporto fra la capacità termica della matrice e quella del fluido circolante in un ciclo di funzionamento. Nel caso di funzionamento all'interno di un cryocooler Gifford-McMahon, essa dipende quindi dalla corsa totale del movimento del rigeneratore, dipendendo da questa la quantità di elio immessa in camera di espansione ad ogni ciclo. Si è quindi effettuata un'altra serie di simulazioni con riferimento ad una maggiore corsa di funzionamento del cryocooler, aumentata da 20 mm a 32 mm.

Dapprima si è verificato che la scelta di N_z = 2000 ed N_t = 4000 fosse corretta anche nel caso di corsa pari a 32 mm. I risultati sono riportati nella Tab. 6.3 ed in Fig. 6.13. È stata quindi effettuata una seconda serie di simulazioni nelle stesse condizioni di funzionamento precedenti, ma con corsa pari a 32 mm. I risultati sono raccolti in Tab. 6.4 e rappresentati nel diagramma di Fig. 6.14. Si noti che i valori calcolati dell'efficienza del rigeneratore sono ovunque inferiori al caso precedente. In particolare nel caso di utilizzo di solo piombo si ha un'efficienza del 98.12% a 13.6 K. L'utilizzo del materiale magnetico determina un miglioramento dell'efficienza con andamento molto simile a quello riscontrato in precedenza, ma con incrementi maggiori. La configurazione ottimale risulta sempre quella col 30% in volume di materiale magnetico, ma il miglioramento dell'efficienza a 13.6 K risulta ora dello 0.40% (passando dal 98.12% al 98.52%).

A seguito di queste considerazioni, si può quindi supporre che l'utilizzo del materiale magnetico Er(Ni_{0.075}Co_{0.925})₂ sul lato freddo del secondo rigeneratore di calore possa effettivamente determinare un miglioramento delle prestazioni del cryocooler Gifford-McMahon. Secondo i calcoli effettuati, il rapporto ottimale di funzionamento sembra da ricercarsi vicino al 30%. Inoltre è stato previsto che in corrispondenza del funzionamento a corsa allungata (32 mm) l'utilizzo del materiale magnetico determini un maggiore incremento delle prestazioni.

Sim.	Nz	Nt	Efficienza
#1	125	250	98.726%
#2	250	500	98.602%
#3	500	1000	98.556%
#4	1000	2000	98.529%
#5	2000	4000	98.510%
#6	4000	8000	98.505%

Tab. 6.3: Risultati della serie di simulazioni con corsa allungata a 32 mm per la scelta di N_z ed N_t .

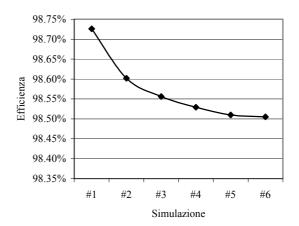


Fig. 6.14: Convergenza dei risultati.

Tab. 6.4: Risultati delle simulazioni con corsa allungata a 32 mm per vari rapporti Er(Ni,Co)/Pb.

Efficienza									
	$T_w[K]$	T _c [K]	0%	10%	20%	30%	40%	50%	70%
	20.7	10.8	94.12%	95.53%	96.21%	96.30%	96.01%	95.93%	95.84%
	24.1	13.6	98.12%	98.48%	98.51%	98.52%	98.48%	98.44%	98.40%
	25.0	18.7	99.43%	99.38%	99.34%	99.31%	99.31%	99.30%	99.30%

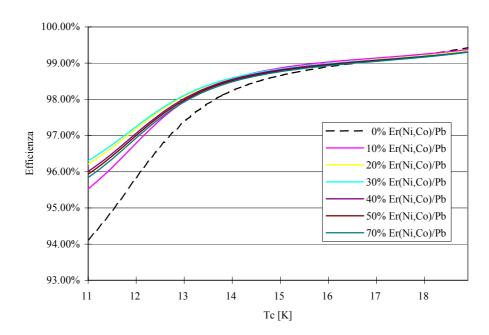


Fig. 6.14: Diagramma dei risultati delle simulazioni con corsa allungata a 32 mm per vari rapporti Er(Ni,Co)/Pb.

CAPITOLO 7

I RISULTATI SPERIMENTALI

7.1 LE CARATTERISTICHE DEL CRYOCOOLER UTILIZZATO

Il cryocooler utilizzato negli esperimenti è un modello non commerciale della Toshiba. Si tratta di un cryocooler di tipo Gifford-McMahon a due stadi di espansione, utilizzato per temperature di refrigerazione comprese fra 10 K e 20 K, con potenze refrigeranti che vanno da meno di 4 W_{th} a 10 K fino a 12 W_{th} a 20 K. Durante lo svolgimento degli esperimenti tali valori sono stati aumentati fino ad un massimo che va da poco più di 4 W_{th} a 10 K ad oltre 16 W_{th} a 20 K. La Fig. 7.1 dà un'idea delle dimensioni esterne del cryocooler (circa 300 mm \times 600 mm \times 150 mm), ma non deve essere fuorviante sul peso del dispositivo, che è di circa 15 kg.

Il cryocooler è del tipo a comando meccanico del moto dei rigeneratori, con corsa di 20 mm (durante gli esperimenti la corsa è stata aumentata a 32 mm). Utilizzando un inverter è possibile variare la frequenza di alimentazione del motore, e quindi la velocità alternativa di funzionamento. Nella serie di esperimenti con corsa di 20 mm è stata utilizzata una velocità operativa di 72.8 rpm, ritenuta ottimale in base a precedenti prove sperimentali in condizioni simili. Nella successiva serie con corsa di 32 mm si sono invece testale le velocità operative di 45.5 rpm, 57.6 rpm e 72.8 rpm. In Fig. 7.2 è mostrato lo schema del cryocooler utilizzato.

Il primo rigeneratore di calore utilizza una matrice in bronzo sul lato caldo e acciaio sul lato freddo (essendo, come mostrato in Fig. 5.8, il calore specifico del bronzo maggiore di quello dell'acciaio per temperature superiori a 100 K e viceversa). La matrice è del tipo a maglie. Il secondo rigeneratore utilizza invece una matrice a microsfere con diametro di 0.3 mm. Il materiale è piombo sul lato caldo e $Er(Ni_{0.075}Co_{0.925})_2$ sul lato freddo, con il rapporto quantitativo ottimale fra i due materiali da determinarsi sperimentalmente. Le dimensioni interne del secondo rigeneratore sono:

- lunghezza 160 mm;
- diametro 28 mm.

Entrambi i rigeneratori utilizzano un involucro esterno in resina sintetica, caratterizzata da limitati coefficienti di dilatazione e di conduttività termica. In Fig. 7.3 è mostrato il cryocooler smontato, con il dispositivo meccanico di comando e i due rigeneratori di calore.

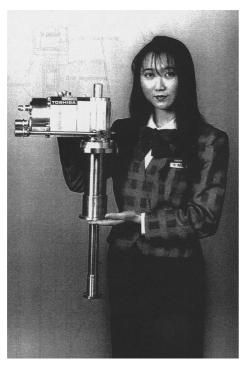


Fig. 7.1: Il cryocooler utilizzato negli esperimenti. Il peso del dispositivo è di circa 15 kg [16].

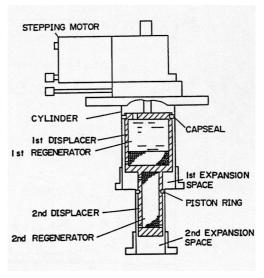


Fig. 7.2: Schema del cryocooler Gifford-McMahon utilizzato negli esperimenti [22].



Fig. 7.3: La testa del cryocooler smontata: il sistema di comando meccanico e i due rigeneratori di calore.

7.2 L'APPARATO SPERIMENTALE

Per il funzionamento del cryocooler Gifford-McMahon è necessario un compressore esterno che fornisca i due livelli di alta e bassa pressione. Il compressore utilizzato negli esperimenti (U110DW, Daikin Cryotec) ha una potenza di 5.9 kWe nel funzionamento a 50 Hz (7.1 kWe a 60 Hz). I livelli di alta e bassa pressione sono fissati rispettivamente a 20 kg/cm² (1.96 MPa) e 8 kg/cm² (0.785 MPa). Il compressore è collegato al cryocooler tramite due tubi flessibili rinforzati con maglia metallica esterna, e dotati di innesti a vite. Il cryocooler è montato in un supporto cilindrico ed isolato termicamente avvolgendolo con materiali isolanti multistrato e creando il vuoto spinto all'interno del contenitore. In Fig. 7.4 è mostrato il compressore (in basso), l'inverter utilizzato per comandare il motore del cryocooler (sopra il compressore) ed il cryocooler montato nel supporto cilindrico di prova (sullo sfondo).

Per misurare la potenza refrigerante del cryocooler in una certa configurazione di funzionamento, si impongono vari carichi termici sul primo e sul secondo stadio e si misurano le relative temperature di funzionamento a regime. Per imporre i carichi termici sul primo e sul secondo stadio si utilizzano due resistenze elettriche. Agendo sui rispettivi alimentatori, si varia la tensione di alimentazione e si impone quindi l'opportuno carico termico di test. Le temperature del primo e del secondo stadio sono rilevate con due termocoppie poste in corrispondenza delle camere di espansione del primo e del secondo stadio, e registrate da una centralina a nastro. Le temperature di regime si raggiungono dopo più di 2 ore di transitorio, per cui i tempi necessari a raccogliere i dati sperimentali sono molto lunghi. Un sensore rileva la pressione a monte del primo rigeneratore. La figura 7.5 rappresenta lo schema della disposizione dei componenti principali del cryocooler, assieme alle resistenze elettriche ed ai sensori di temperatura e di pressione. La Fig. 7.6 mostra l'apparato sperimentale al completo, con gli alimentatori e la centralina a nastro.



Fig. 7.4: Gli elementi essenziali per il funzionamento del cryocooler: il compressore (in basso), l'inverter (sopra al compressore) ed il cryocooler stesso (sullo sfondo).

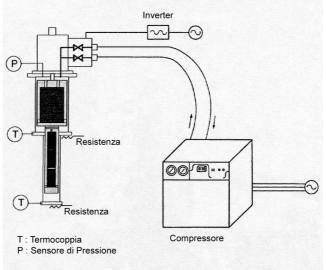


Fig. 7.5: Lo schema di principio dell'apparato sperimentale.



Fig. 7.6: L'apparato sperimentale completo: sulla destra la centralina a nastro per la registrazione dei dati sperimentali e, in basso, gli alimentatori delle resistenze utilizzate per imporre i desiderati carichi termici sul primo e sul secondo stadio del cryocooler.

7.3 LA PREPARAZIONE DELL'ESPERIMENTO

La preparazione dell'esperimento è un processo che richiede molto tempo e che contribuisce ad aumentare la durata delle prove sperimentali. A partire dal momento in cui si spegne il cryocooler operante nelle condizioni previste dall'esperimento precedente, è prima necessario attendere una notte per il riscaldamento a temperatura ambiente, poi un'intera giornata lavorativa per le operazioni di sostituzione del rigeneratore e di riavvio del sistema, infine bisogna attendere un'altra notte per il raffreddamento a regime del cryocooler alle temperature criogeniche.

La procedura per la preparazione di un nuovo esperimento è la seguente:

- 1. Una volta spento il cryocooler, è necessario attendere che si porti alla temperatura ambiente prima di aprirlo. Infatti l'ingresso di aria all'interno del cryocooler quando questo è ancora alle temperature criogeniche determinerebbe la condensazione di umidità con formazione di ghiaccio nei rigeneratori, cosa che potrebbe ostruire i canali di passaggio interni alla matrice e, a causa dell'espansione del ghiaccio, anche danneggiare l'involucro dei rigeneratori. Affinché il cryocooler si porti alla temperatura ambiente, sono necessarie dalle 8 alle 10 ore dopo lo spegnimento. Una volta raggiunta la temperatura ambiente, si procede staccando i tubi che collegano il cryocooler al compressore, e poi aprendo le valvole di sfogo sul cryocooler per liberare l'elio in pressione. A questo punto è possibile svitare le viti della flangia di attacco e rimuovere il cryocooler dal supporto cilindrico esterno.
- 2. Si rimuovono i due rigeneratori dalla testa del cryocooler, e si inseriscono in un forno asciugatore per almeno un'ora, il quale rimuove l'eventuale umidità interna

- ai rigeneratori per mezzo dell'uso combinato di bassa pressione e alta temperatura (70°C). In Fig. 7.7 è mostrato tale dispositivo con vari rigeneratori al suo interno.
- 3. Si apre il secondo rigeneratore e, dopo aver rimosso il materiale utilizzato nel test precedente, si inseriscono le quantità di materiale magnetico e di piombo desiderate. I due strati di materiale, in forma di microsfere del diametro di 0.3 mm, sono mantenuti separati da una maglia in acciaio da 200 mesh. La Fig. 7.8 mostra il secondo rigeneratore durante la fase finale di riempimento. La fase del riempimento del rigeneratore con le microsfere è particolarmente delicata. Occorre raggiungere il massimo fattore di riempimento possibile (cioè il massimo rapporto fra il volume della matrice ed il volume interno del rigeneratore), in modo da ottenere il duplice vantaggio di inserire la massima quantità possibile di materiale e di avere volumi vuoti minimi. A tale scopo, durante il riempimento si mantiene il rigeneratore in vibrazione per 5÷10 minuti, in modo che, tramite l'effetto combinato delle vibrazioni e della forza di gravità, le sferette tendono spontaneamente a disporsi nella condizione di massimo riempimento.



Fig. 7.7: Il forno asciugatore.



Fig. 7.8: La fase finale di riempimento del secondo rigeneratore con il materiale in microsfere. L'involucro a sinistra contiene il materiale magnetico in eccesso.

- 4. Si inserisce nuovamente il rigeneratore nel forno asciugatore per rimuovere l'umidità eventualmente presente nel materiale immesso. Attesa un'ora, è ora possibile montare i due rigeneratori sulla testa del cryocooler (vedi Fig. 7.9) e disporlo nuovamente nel supporto cilindrico.
- 5. Si inizia la fase di pre-avvio del cryocooler, che si articola nei seguenti punti:
 - Si utilizza una pompa per creare il vuoto spinto (con pressione inferiore ai 10^{-6} Torr, pari a 1.33×10^{-4} Pa) necessario all'isolamento termico del cryocooler. La Fig. 7.10 mostra il cryocooler e la pompa a vuoto durante questa fase, che dura circa un'ora.
 - Si connette una bombola contenente elio al tubo di ingresso del cryocooler e si apre la valvola di uscita all'ambiente esterno. Si fa quindi funzionare il cryocooler con una frequenza di 15 rpm per circa 20 minuti, scaricando l'elio che fluisce attraverso i rigeneratori all'esterno. In questo modo si ot-

- tiene la totale sostituzione dell'aria presente all'interno del cryocooler con l'elio.
- Spento il cryocooler, si connettono i tubi flessibili che lo collegano al compressore, dopodiché si agisce sull'inverter per attivarne il funzionamento alla frequenza desiderata. Il transitorio necessario al raffreddamento dura circa 3÷5 ore.
- 6. Una volta atteso il raffreddamento del cryocooler, le prove sperimentali procedono imponendo i carichi termici desiderati al primo e al secondo stadio, e misurando le temperature di funzionamento a regime, che si raggiungono dopo un transitorio di 2 ore o più. Oltre alle temperature di regime del primo e del secondo stadio (T1, T2), si misura la pressione massima e minima dell'elio su un ciclo (PH, PL), per controllare che le differenze riscontrate negli esperimenti non siano dovute ad eventuali variazioni della pressione durante il funzionamento.



Fig. 7.9: Il cryocooler completo, prima del montaggio nel supporto cilindrico.



Fig. 7.10: La fase di pre-avvio del cryocooler: utilizzo della pompa a vuoto (sulla sinistra in figura) per l'isolamento termico del cryocooler.

7.4 LA SERIE DI ESPERIMENTI CON CORSA DI 20 mm

Le condizioni sperimentali durante la serie di esperimenti con corsa di 20 mm sono le seguenti:

- frequenza di funzionamento di 72.8 rpm (giudicata ottimale in base a precedenti prove sperimentali);
- 5 diversi carichi termici al secondo stadio (Q2 = 0 W_{th}, 4 W_{th}, 8 W_{th}, 12 W_{th}, 14 W_{th});
- 2 diversi carichi termici al primo stadio (Q1 = 0 W_{th} , 30 W_{th});
- 4 diversi rapporti fra la quantità di materiale magnetico e di piombo (0%, 30%, 50%, 70%).

Le grandezze misurate sono (vedi schema in Fig. 7.5):

- T1 e T2: temperature a regime rilevate in corrispondenza della camera di espansione del primo e del secondo stadio;
- PH e PL: pressione massima e minima su un ciclo di funzionamento rilevate a monte del primo rigeneratore.

La Tab. 7.1 mostra le quantità di piombo e $Er(Ni_{0.075}Co_{0.925})_2$ utilizzate nei vari esperimenti. I dati sperimentali rilevati sono raccolti nelle tabelle dalla 7.2 alla 7.5. Nei grafici di Fig. 7.11 e 7.12 è mostrato il confronto fra le potenze refrigeranti rilevate per le varie configurazioni del rigeneratore utilizzate, rispettivamente nel caso di carico termico nullo sul primo stadio (Q1 = 0 W_{th}) e di carico termico sul primo stadio pari a 30 W_{th} (Q1 = 30 W_{th}). Nei grafici di Fig. 7.13 e 7.14 è mostrato l'incremento (in W_{th}) della potenza refrigerante ottenuto grazie all'utilizzo di materiale magnetico rispetto al caso di utilizzo di solo piombo. Infine nei grafici di Fig. 7.15 e 7.16 è mostrato l'incremento di potenza refrigerante in termini percentuali.

Tab. 7.1: Quantità di materiale utilizzate nella serie di esperimenti con corsa di 20 mm.

	Quantità di materiale					
Esp.	Pb [g]	Er(Ni,Co) [g]	%Vol Er(Ni,Co)			
#1	680	0	0 %Vol			
#2	476	200	30 %Vol			
#3	340	330	50 %Vol			
#4	204	458	70 %Vol			

Tab. 7.2: Dati sperimentali relativi al test #1 con lo 0% di Er(Ni, Co).

Carichi termici		Misure				
Q1 [W]	Q2 [W]	T1 [K]	T2 [K]	PH [kg/cm ²]	PL [kg/cm ²]	
0	0	18.3	5.4	21.4	9.0	
0	4	21.0	10.9	21.9	10.2	
0	8	24.3	14.0	22.0	10.9	
0	12	25.3	19.5	22.5	11.2	
0	14	23.4	28.8	22.8	11.1	
30	0	40.7	5.0	22.0	8.6	
30	4	46.3	10.1	22.7	9.7	
30	8	54.3	12.9	23.5	10.5	
30	12	57.1	19.2	23.8	10.9	
30	14	54.8	24.0	23.9	10.9	

Tab. 7.3: Dati sperimentali relativi al test #2 con il 30% di Er(Ni,Co).

Carichi	termici		Misure				
Q1 [W]	Q2 [W]	T1 [K]	T2 [K]	PH [kg/cm ²]	PL [kg/cm ²]		
0	0	17.7	5.9	21.0	9.0		
0	4	20.0	10.7	21.5	10.0		
0	8	23.1	13.4	21.8	10.6		
0	12	24.1	18.0	22.5	11.0		
0	14	22.0	30.3	22.7	11.0		
30	0	40.0	5.0	22.0	8.6		
30	4	45.0	10.0	22.7	9.6		
30	8	53.6	13.1	23.4	10.2		
30	12	52.4	18.6	23.6	10.5		
30	14	51.3	24.2	23.9	10.8		

Tab. 7.4: Dati sperimentali relativi al test #3 con il 50% di Er(Ni,Co).

Carichi	termici		Misure				
Q1 [W]	Q2 [W]	T1 [K]	T2 [K]	PH [kg/cm ²]	PL [kg/cm ²]		
0	0	18.1	5.5	21.0	9.0		
0	4	21.0	10.7	21.6	10.0		
0	8	24.9	13.4	22.1	10.8		
0	12	25.6	18.5	22.6	11.0		
0	14	22.8	31.0	22.8	11.0		
30	0	41.5	4.6	22.1	8.6		
30	4	49.4	9.8	23.0	9.7		
30	8	59.9	13.5	23.7	10.5		
30	12	56.4	18.3	23.8	10.5		
30	14	53.7	23.2	23.8	10.5		

Tab. 7.5: Dati sperimentali relativi al test #4 con il 70% di Er(Ni,Co).

Carichi	termici		Misure					
Q1 [W]	Q2 [W]	T1 [K]	T2 [K]	PH [kg/cm ²]	PL [kg/cm ²]			
0	0	17.6	5.6	21.0	8.9			
0	4	19.7	10.7	21.5	9.9			
0	8	23.8	13.5	21.8	10.5			
0	12	23.4	19.7	22.5	11.0			
0	14	21.1	33.3	22.6	10.9			
30	0	41.8	4.9	22.4	8.9			
30	4	49.5	10.3	23.2	10.0			
30	8	52.2	14.1	23.5	10.5			
30	12	49.6	19.3	23.5	10.5			
30	14	48.1	24.1	23.5	10.4			

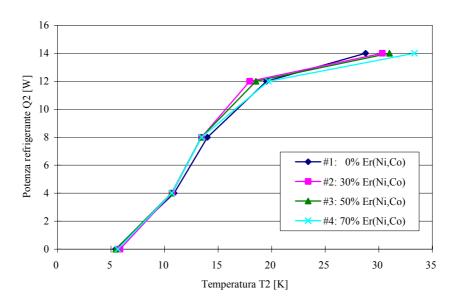


Fig. 7.11: Confronto fra le potenze refrigeranti misurate nel caso di assenza di carico termico sul primo stadio $(Q1 = 0 W_{th})$.

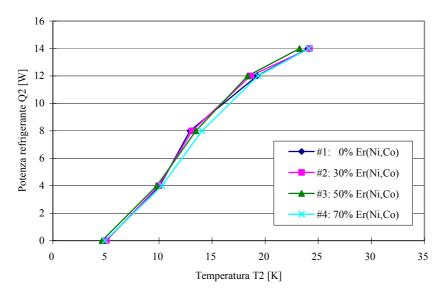


Fig. 7.12: Confronto fra le potenze refrigeranti misurate nel caso di carico termico sul primo stadio $Q1=30\ W_{th}$.

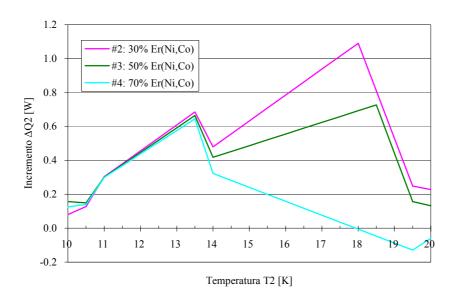


Fig. 7.13: Incremento della potenza refrigerante rispetto all'utilizzo di solo piombo (test #1) nel caso di Q1=0 W_{th} .

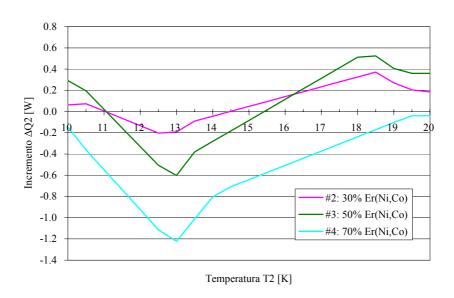


Fig. 7.14: Incremento della potenza refrigerante rispetto all'utilizzo di solo piombo (test #1) nel caso di $Q1=30~W_{th}$.

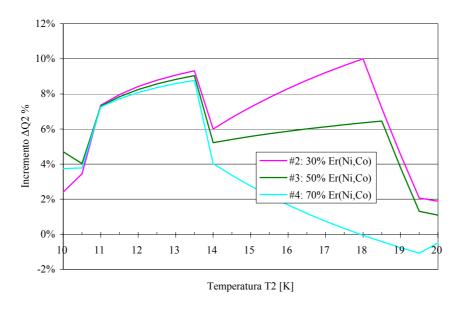


Fig. 7.15: Incremento percentuale della potenza refrigerante rispetto all'utilizzo di solo piombo (test #1) nel caso di Q1=0 W_{th} .

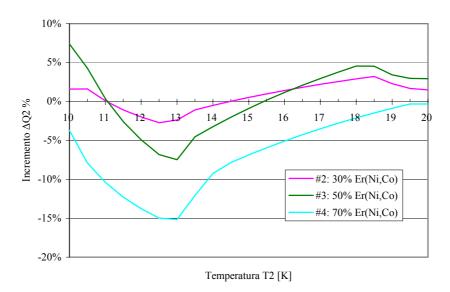


Fig. 7.16: Incremento percentuale della potenza refrigerante rispetto all'utilizzo di solo piombo (test #1) nel caso di $Q1=30~W_{th}$.

Dai risultati delle prove sperimentali, si può concludere che l'utilizzo del rigeneratore multistrato con piombo sul lato caldo e materiale magnetico ${\rm Er}({\rm Ni_{0.075}Co_{0.925}})_2$ sul lato freddo determini un aumento della potenza refrigerante, specie nel caso di carico termico nullo sul primo stadio. Fra le configurazione testate, la condizione più favorevole risulta essere quella con il 30% in volume di ${\rm Er}({\rm Ni_{0.075}Co_{0.925}})_2$. Per tale rapporto ${\rm Er}({\rm Ni,Co})/{\rm Pb}$, il massimo miglioramento si ha in corrispondenza della temperatura di 18 K, in corrispondenza della quale si ha una potenza refrigerante di 12 ${\rm W_{th}}$ contro i circa 10.9 ${\rm W_{th}}$ nel caso di utilizzo di solo piombo, corrispondente ad un incremento del 10% della potenza refrigerante. I grafici in Fig. 7.13 e 7.15 mostrano che nel caso di assenza di carico termico sul primo stadio si ha un miglioramento per tutte le temperature di refrigerazione comprese nella fascia di interesse che va da 10 K a 20 K.

7.5 LA SERIE DI ESPERIMENTI CON CORSA DI 32 mm

A seguito dei risultati ottenuti negli esperimenti precedenti, si è provato ad aumentare la corsa del cryocooler per evidenziare se, a causa del conseguente incremento della quantità di elio fluente ad ogni ciclo e quindi della diminuzione del rapporto fra la capacità termica della matrice e quella del fluido circolante, l'utilizzo di un materiale magnetico ad elevato calore specifico determinasse un incremento ancora maggiore della potenza refrigerante rispetto all'utilizzo di solo piombo. Non essendo stati effettuati in precedenza test analoghi con corsa allungata, si è deciso di eseguire le prove sperimentali con tre diverse frequenze di funzionamento: 45.5 rpm, 57.6 rpm e 72.8 rpm. Per quanto riguarda il rapporto Er(Ni,Co)/Pb, si è deciso di testare la sola configurazione col 30% in volume di materiale magnetico, e di confrontarla con il caso di solo piombo.

Le condizioni sperimentali durante la serie di esperimenti con corsa di 32 mm sono quindi le seguenti:

- 2 diversi rapporti fra la quantità di materiale magnetico e di piombo (0%, 30%);
- 6 diversi carichi termici al secondo stadio (Q2 = 0 W_{th}, 4 W_{th}, 8 W_{th}, 12 W_{th}, 14 W_{th}, 16 W_{th});
- 2 diversi carichi termici al primo stadio (Q1 = 0 W_{th} , 30 W_{th});
- 3 diverse frequenze di funzionamento (45.5 rpm, 57.6 rpm, 72.8 rpm).

Le grandezze misurate sono le stesse della serie precedente, ovvero (vedi Fig. 7.5):

- T1 e T2: temperature a regime rilevate in corrispondenza della camera di espansione del primo e del secondo stadio;
- PH e PL: pressione massima e minima su un ciclo di funzionamento rilevate a monte del primo rigeneratore.

La Tab. 7.6 mostra le quantità di piombo e Er(Ni_{0.075}Co_{0.925})₂ utilizzate nei 6 esperimenti effettuati, assieme alle relative frequenze di funzionamento.

Tab. 7.6: Quantità di materiale utilizzate nella serie di esperimenti con corsa di 32 mm.

	Q	Frequenza		
Exp.	Pb [g]	Er(Ni,Co) [g]	%Vol Er(Ni,Co)	[rpm]
#1	678	0	0 %Vol	45.5
#2	678	0	0 %Vol	57.6
#3	678	0	0 %Vol	72.8
#4	476	192	30 %Vol	45.5
#5	476	192	30 %Vol	57.6
#6	476	192	30 %Vol	72.8

I dati sperimentali relativi alla frequenza di funzionamento di 45.5 rpm sono raccolti nelle Tab. 7.7 e 7.8. Nei grafici di Fig. 7.17 e 7.18 è mostrato il confronto fra le potenze refrigeranti relative alle due configurazioni del rigeneratore utilizzate, con lo 0% ed il 30% di Er(Ni,Co), rispettivamente nel caso di carico termico nullo sul primo stadio (Q1 = 0 W_{th}) e di carico termico sul primo stadio pari a 30 W_{th} (Q1 = 30 W_{th}). Nei grafici di Fig. 7.19 e 7.20 è mostrato l'incremento (in W_{th}) della potenza refrigerante ottenuto grazie all'utilizzo di materiale magnetico rispetto al caso di utilizzo di solo piombo. Infine nei grafici di Fig. 7.21 e 7.22 è mostrato l'incremento di potenza refrigerante in termini percentuali.

Tab. 7.7: Dati sperimentali relativi al test #1 con lo 0% di Er(Ni, Co).

Carichi	termici	Misure					
Q1 [W]	Q2 [W]	T1 [K]	T2 [K]	PH [kg/cm ²]	PL [kg/cm ²]		
0	0	17.1	5.1	21.6	7.0		
0	4	18.7	10.1	22.6	8.0		
0	8	21.0	12.9	23.1	8.6		
0	12	22.8	16.7	23.3	9.0		
0	14	23.4	19.4	23.5	9.3		
0	16	23.1	24.3	23.6	9.4		
30	0	35.1	4.7	22.6	6.6		
30	4	38.9	9.5	23.5	7.7		
30	8	45.3	12.0	23.9	8.5		
30	12	52.3	15.8	24.4	9.2		
30	14	52.4	19.2	24.5	9.4		
30	16	51.3	24.0	24.5	9.5		

Tab. 7.8: Dati sperimentali relativi al test #4 con il 30% di Er(Ni, Co).

Carichi t	termici		Misu	ire	
Q1 [W]	Q2 [W]	T1 [K]	T2 [K]	PH [kg/cm ²]	PL [kg/cm ²]
0	0	16.7	5.0	22.0	7.1
0	4	18.7	9.9	23.0	8.2
0	8	21.1	12.5	23.4	8.9
0	12	23.6	15.2	23.7	9.4
0	14	24.4	17.6	24.0	9.7
0	16	22.5	26.3	24.1	9.8
30	0	33.9	4.7	23.0	6.9
30	4	37.9	9.4	23.7	8.0
30	8	44.8	11.9	24.1	8.9
30	12	51.4	16.1	24.7	9.7
30	14	50.9	19.6	24.7	9.9
30	16	49.5	25.6	24.8	10.0

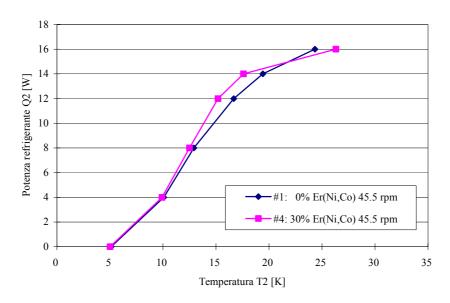


Fig. 7.17: Confronto fra le potenze refrigeranti misurate nel caso di assenza di carico termico sul primo stadio $(Q1 = 0 W_{th})$.

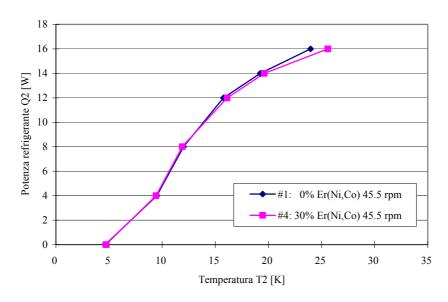


Fig. 7.18: Confronto fra le potenze refrigeranti misurate nel caso di carico termico sul primo stadio $Q1=30\ W_{th}$.

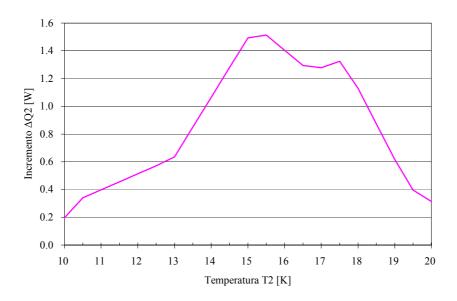


Fig. 7.19: Incremento della potenza refrigerante rispetto all'utilizzo di solo piombo (test #1) nel caso di Q1=0 W_{th} .

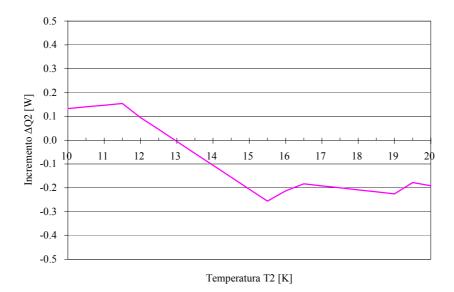


Fig. 7.20: Incremento della potenza refrigerante rispetto all'utilizzo di solo piombo (test #1) nel caso di $Q1=30~W_{th}$.

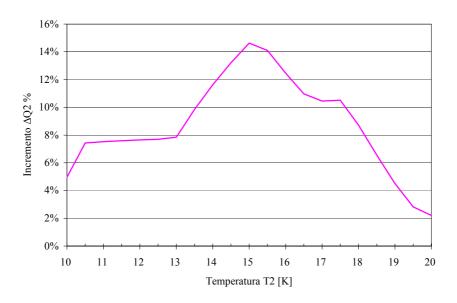


Fig. 7.21: Incremento percentuale della potenza refrigerante rispetto all'utilizzo di solo piombo (test #1) nel caso di Q1=0 W_{th} .

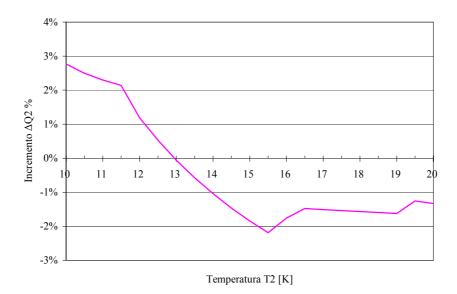


Fig. 7.22: Incremento percentuale della potenza refrigerante rispetto all'utilizzo di solo piombo (test #1) nel caso di $Q1=30~W_{th}$.

I dati sperimentali relativi alla frequenza di funzionamento di 57.6 rpm sono raccolti nelle Tab. 7.9 e 7.10. Nei grafici di Fig. 7.23 e 7.24 è mostrato il confronto fra le potenze refrigeranti relative alle due configurazioni del rigeneratore utilizzate, con lo 0% ed il 30% di Er(Ni,Co), rispettivamente nel caso di carico termico nullo sul primo stadio (Q1 = 0 W_{th}) e di carico termico sul primo stadio pari a 30 W_{th} (Q1 = 30 W_{th}). Nei grafici di Fig. 7.25 e 7.26 è mostrato l'incremento (in W_{th}) della potenza refrigerante ottenuto grazie all'utilizzo di materiale magnetico rispetto al caso di utilizzo di solo piombo. Infine nei grafici di Fig. 7.27 e 7.28 è mostrato l'incremento di potenza refrigerante in termini percentuali.

Tab. 7.9: Dati sperimentali relativi al test #2 con lo 0% di Er(Ni, Co).

Carichi	termici	Misure					
Q1 [W]	Q2 [W]	T1 [K]	T2 [K]	PH [kg/cm ²]	PL [kg/cm ²]		
0	0	18.0	5.5	21.6	7.4		
0	4	19.3	9.9	22.4	8.4		
0	8	21.2	12.5	22.5	9.0		
0	12	22.8	15.7	22.8	9.5		
0	14	23.2	17.8	22.9	9.7		
0	16	23.4	20.9	23.3	9.9		
30	0	34.3	5.1	22.5	7.5		
30	4	36.4	9.3	23.1	8.3		
30	8	40.3	11.6	23.5	9.0		
30	12	44.4	14.3	23.8	9.5		
30	14	45.0	16.3	24.0	9.8		
30	16	44.8	19.4	24.0	10.0		

Tab. 7.10: Dati sperimentali relativi al test#5 con il 30% di Er(Ni,Co).

Carichi	termici	Misure					
Q1 [W]	Q2 [W]	T1 [K]	T2 [K]	PH [kg/cm ²]	PL [kg/cm ²]		
0	0	17.6	5.7	22.2	7.7		
0	4	19.0	9.8	22.9	8.6		
0	8	20.8	12.2	23.1	9.4		
0	12	22.8	14.6	23.4	9.9		
0	14	24.3	16.2	23.6	10.0		
0	16	23.1	20.3	23.7	10.2		
30	0	33.3	5.2	22.9	7.7		
30	4	35.9	9.3	23.5	8.5		
30	8	39.7	11.5	23.7	9.4		
30	12	45.5	14.9	24.4	10.1		
30	14	45.0	16.9	24.4	10.3		
30	16	44.1	19.8	24.5	10.4		

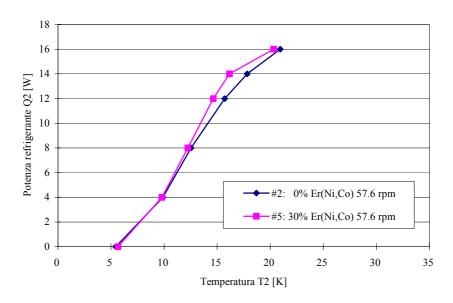


Fig. 7.23: Confronto fra le potenze refrigeranti misurate nel caso di assenza di carico termico sul primo stadio $(Q1 = 0 W_{th})$.

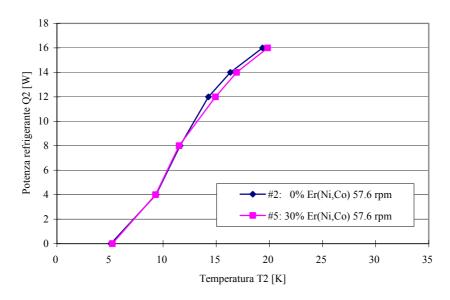


Fig. 7.24: Confronto fra le potenze refrigeranti misurate nel caso di carico termico sul primo stadio $Q1=30\ W_{th}$.

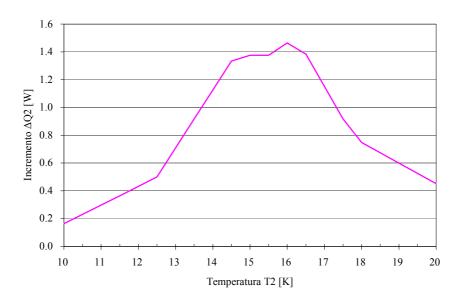


Fig. 7.25: Incremento della potenza refrigerante rispetto all'utilizzo di solo piombo (test #2) nel caso di $Q1=0~W_{th}$

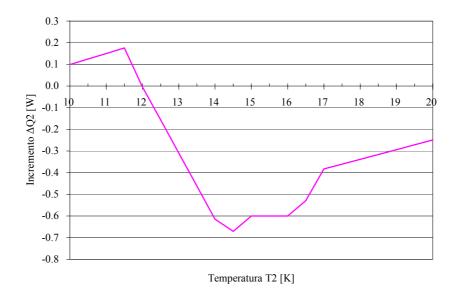


Fig. 7.26: Incremento della potenza refrigerante rispetto all'utilizzo di solo piombo (test #2) nel caso di $Q1=30~W_{th}$.

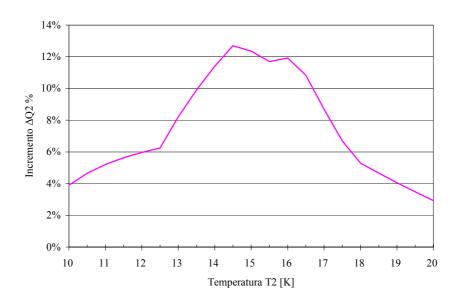


Fig. 7.27: Incremento percentuale della potenza refrigerante rispetto all'utilizzo di solo piombo (test #2) nel caso di Q1=0 W_{th} .

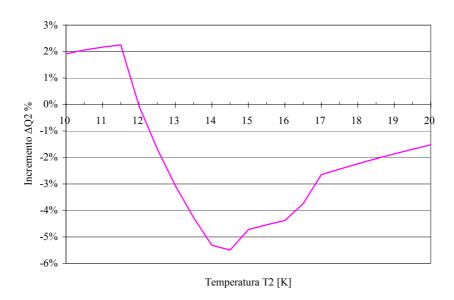


Fig. 7.28: Incremento percentuale della potenza refrigerante rispetto all'utilizzo di solo piombo (test #2) nel caso di $Q1=30~W_{th}$.

I dati sperimentali relativi alla frequenza di funzionamento di 72.8 rpm sono raccolti nelle Tab. 7.11 e 7.12. Nei grafici di Fig. 7.29 e 7.30 è mostrato il confronto fra le potenze refrigeranti relative alle due configurazioni del rigeneratore utilizzate, con lo 0% ed il 30% di Er(Ni,Co), rispettivamente nel caso di carico termico nullo sul primo stadio (Q1 = 0 W_{th}) e di carico termico sul primo stadio pari a 30 W_{th} (Q1 = 30 W_{th}). Nei grafici di Fig. 7.31 e 7.32 è mostrato l'incremento (in W_{th}) della potenza refrigerante ottenuto grazie all'utilizzo di materiale magnetico rispetto al caso di utilizzo di solo piombo. Infine nei grafici di Fig. 7.33 e 7.34 è mostrato l'incremento di potenza refrigerante in termini percentuali.

Tab. 7.11: Dati sperimentali relativi al test #3 con lo 0% di Er(Ni, Co).

Carichi	termici		Misu		
Q1 [W]	Q2 [W]	T1 [K]	T2 [K]	PH [kg/cm ²]	PL [kg/cm ²]
0	0	19.7	6.0	21.6	7.9
0	4	20.7	9.8	22.1	8.8
0	8	22.1	12.3	22.4	9.5
0	12	23.4	15.2	22.5	10.0
0	14	23.9	17.0	22.6	10.0
0	16	23.9	19.4	22.8	10.1
30	0	34.4	5.7	22.4	8.2
30	4	36.1	9.3	22.7	8.9
30	8	38.3	11.4	22.8	9.4
30	12	40.3	13.7	23.1	9.9
30	14	41.1	15.5	23.3	10.1
30	16	40.9	17.8	23.4	10.3

Tab. 7.12: Dati sperimentali relativi al test#6 con il 30% di Er(Ni,Co).

Carichi termici		Misure				
Q1 [W]	Q2 [W]	T1 [K]	T2 [K]	PH [kg/cm ²]	PL [kg/cm ²]	
0	0	19.4	6.2	22.4	8.1	
0	4	20.5	9.7	22.8	9.0	
0	8	21.9	12.0	23.0	9.7	
0	12	23.7	14.2	23.1	10.2	
0	14	24.9	16.0	23.5	10.5	
0	16	23.9	19.2	23.5	10.6	
30	0	33.9	5.9	23.0	8.5	
30	4	35.5	9.3	23.2	9.2	
30	8	38.3	11.3	23.5	9.8	
30	12	42.2	14.5	24.0	10.6	
30	14	41.7	16.4	24.0	10.7	
30	16	41.0	18.7	24.0	10.8	

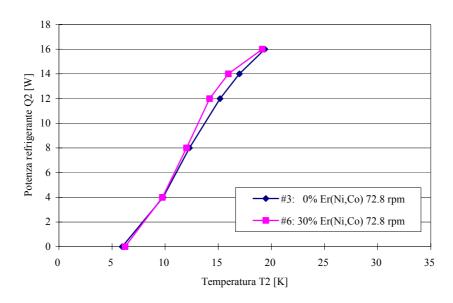


Fig. 7.29: Confronto fra le potenze refrigeranti misurate nel caso di assenza di carico termico sul primo stadio $(Q1 = 0 W_{th})$.

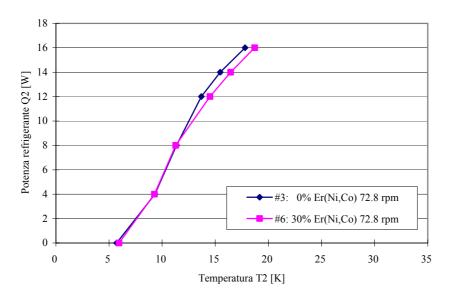


Fig. 7.30: Confronto fra le potenze refrigeranti misurate nel caso di carico termico sul primo stadio $Q1=30\ W_{th}$.

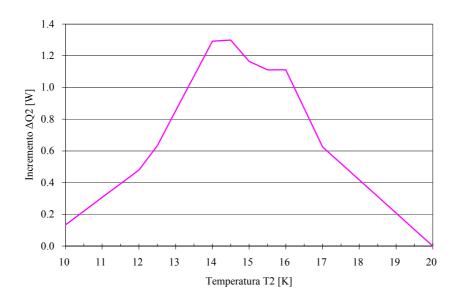


Fig. 7.31: Incremento della potenza refrigerante rispetto all'utilizzo di solo piombo (test #3) nel caso di Q1=0 W_{th} .

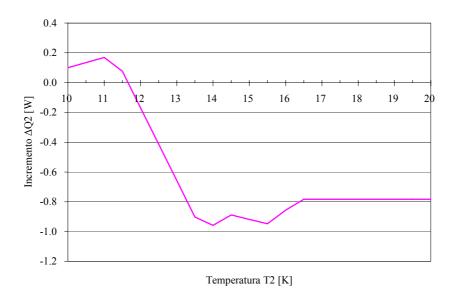


Fig. 7.32: Incremento della potenza refrigerante rispetto all'utilizzo di solo piombo (test #3) nel caso di $Q1=30\ W_{th}$.

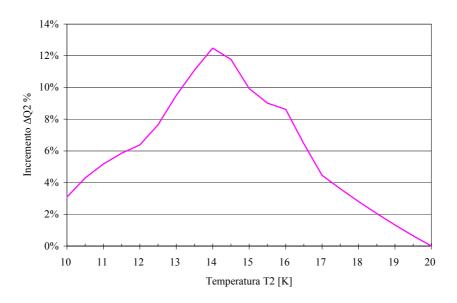


Fig. 7.33: Incremento percentuale della potenza refrigerante rispetto all'utilizzo di solo piombo (test #3) nel caso di Q1=0 W_{th} .

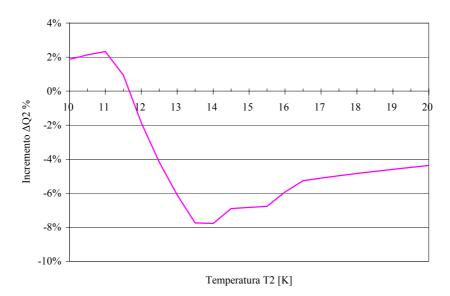


Fig. 7.34: Incremento percentuale della potenza refrigerante rispetto all'utilizzo di solo piombo (test #3) nel caso di $Q1=30~W_{th}$.

Dall'analisi dei risultati sperimentali ottenuti in questa serie di esperimenti, si ha innanzitutto una conferma del fatto che, nel caso di carico termico nullo sul primo stadio, l'utilizzo del materiale magnetico ${\rm Er}({\rm Ni_{0.075}Co_{0.925}})_2$ sul lato freddo del rigeneratore di calore determini un aumento della potenza refrigerante del cryocooler. I miglioramenti ottenuti nella serie di esperimenti con corsa di 32 mm sono superiori a quelli ottenuti nella precedente serie di esperimenti con corsa standard di 20 mm. In particolare, nel caso di funzionamento con frequenza di 45.5 rpm l'incremento massimo della potenza refrigerante si ha in corrispondenza della temperatura di 15.2 K, in corrispondenza della quale si passa da 10.4 W_{th} nel caso di utilizzo di solo piombo a 12 W_{th} , con un miglioramento in termini percentuali di oltre il 15%. Per le temperature comprese fra 14 K e 18 K (le più richieste per le applicazioni pratiche del cryocooler) il miglioramento ottenuto supera sempre il 10%.

Per quanto riguarda l'influenza della velocità di funzionamento, si noti che all'aumentare della velocità si ha una riduzione dell'incremento di potenza refrigerante determinato dall'utilizzo di materiale magnetico. Ciò è probabilmente dovuto al fatto che all'aumentare della velocità del fluido attraverso la matrice il processo di scambio termico per convezione risulta penalizzato, così che diminuisce la quantità di calore trasferibile. Quindi, all'aumentare della velocità di funzionamento, sull'efficienza dello scambiatore diventa prevalente l'influenza del meccanismo di scambio termico fluido-matrice rispetto alla capacità termica della matrice.

CONCLUSIONI

L'utilizzo di materiali a transizione magnetica all'interno dello scambiatore rigenerativo di calore dei piccoli cryocooler ha recentemente permesso di superare gli ostacoli tecnologici che impedivano a questi dispositivi di raggiungere temperature utili di refrigerazione inferiori ai 10 K. Grazie all'utilizzo di questi materiali, oggi sono commercialmente disponibili cryocooler di tipo Gifford-McMahon in grado di produrre una potenza refrigerante dell'ordine del W_{th} alla temperatura di 4 K.

Questa innovazione tecnologica ha permesso lo sviluppo di sistemi superconduttivi di nuova generazione che garantiscono il raffreddamento autonomo dei materiali superconduttivi per mezzo dell'utilizzo di piccoli cryocooler integrati nel sistema stesso, e che non richiedono quindi il rifornimento periodico di liquidi criogenici dall'esterno (sistemi cryogen-free). I vantaggi di questi dispositivi stanno in una maggiore semplicità d'uso (non richiedendo le conoscenze tecniche specifiche necessarie alla manipolazione di liquidi criogenici), oltre che in una maggiore compattezza, flessibilità e facilità di integrazione nell'impianto (sono in grado di funzionare ovunque sia disponibile una sorgente di potenza elettrica). Inoltre, la garanzia di un funzionamento autonomo per migliaia di ore senza bisogno di manutenzione determina un abbattimento dei costi di gestione e di funzionamento.

Con la recente introduzione dei materiali HTS (come Bi-2223, Bi-2212 ecc...) che presentano proprietà superconduttive a temperature relativamente elevate, è diventato di particolare interesse ai fini delle applicazioni pratiche l'intervallo di temperature che va da 10 K a 20 K. L'interesse oggi è quindi quello di migliorare le prestazioni dei cryocooler in tale fascia di temperature.

L'oggetto di studio di questa ricerca è stato un cryocooler sperimentale di tipo Gifford-McMahon a due stadi di refrigerazione della Toshiba, atto a funzionare a temperature comprese fra 10 K e 20 K. Lo scopo è stato quello di incrementarne la potenza refrigerante mediante l'impiego del materiale magnetico Er(Ni_{0.075}Co_{0.925})₂ all'interno del secondo rigeneratore di calore. Tale materiale è caratterizzato da una temperatura di transizione magnetica di 15.6 K, in corrispondenza della quale presenta un calore specifico di 2.67 J/cm³K.

Sono state effettuate due serie di esperimenti: la prima con corsa del cryocooler pari a 20 mm e la seconda con corsa di 32 mm. Nella prima serie la frequenza di funzionamento è stata fissata a 72.8 rpm e si sono confrontate le prestazioni relative a quattro diverse configurazioni del rigeneratore, rispettivamente con una percentuale in volume di materiale magnetico sul lato freddo del rigeneratore pari allo 0%, 30%, 50% e 70%. Si è riscontrato che, nel caso di carico termico nullo sul primo stadio, l'utilizzo del rigeneratore con un rapporto Er(Ni,Co)/Pb pari al 30% determina un incremento della potenza refrigerante del cryocooler su tutto l'intervallo di temperature di interesse compreso fra 10 K e 20 K. In particolare l'incremento massimo si ha in corrispondenza della temperatura di 18 K, per la quale si è riscontrato un miglioramento della potenza refrigerante pari al 10%.

Nella serie di esperimenti con corsa del cryocooler di 32 mm sono state utilizzate tre diverse frequenze di funzionamento (45.5 rpm, 56.7 rpm e 72.8 rpm) mentre le configurazioni

del secondo rigeneratore confrontate sono state quella con solo piombo e quella con il 30% in volume di materiale magnetico. Anche in questo caso, si è riscontrato che se il carico termico sul primo stadio è nullo l'utilizzo del materiale magnetico ${\rm Er}({\rm Ni}_{0.075}{\rm Co}_{0.925})_2$ determina un incremento della potenza refrigerante del cryocooler su tutto l'intervallo di temperature di interesse compreso fra 10 K e 20 K.

I miglioramenti ottenuti in questa serie di esperimenti sono stati superiori a quelli riscontrati nella serie precedente. In particolare, nel caso di funzionamento con frequenza di 45.5 rpm si è ottenuto un incremento massimo della potenza refrigerante pari ad oltre il 15% in corrispondenza della temperatura di 15.2 K. Per le temperature comprese fra 14 K e 18 K (le più richieste per le applicazioni tecnologiche pratiche del cryocooler) il miglioramento riscontrato è sempre stato superiore al 10%.

Infine è da notare che, poiché l'utilizzo dello scambiatore di calore di tipo rigenerativo è comune alla maggior parte dei piccoli cryocooler, è ragionevole supporre che, benché le prove sperimentali riportate in questa tesi siano state eseguite solo su un cryocooler di tipo Gifford-McMahon, l'utilizzo del materiale magnetico Er(Ni_{0.075}Co_{0.925})₂ possa determinare analoghi miglioramenti delle prestazioni anche per gli altri tipi di cryocooler che utilizzano lo stesso tipo di scambiatore di calore.

BIBLIOGRAFIA

- [1] C. A. Bailey, "Advanced Cryogenics", Plenum Press, New York, 1971.
- [2] T. R. Strobridge, "Cryogenic Refrigerators: an updated survey", U.S. Department of Commerce, National Bureau of Standards Technical Note no. 665, 1974.
- [3] M. A. Green, "The effect of low temperature cryocoolers on the development of low temperature superconducting magnets", IEEE Transactions on Applied Superconductivity, vol. 11, n. 1, p. 2615, marzo 2001.
- [4] P. V. E. McClintock, D. J. Meredith, J. K. Wigmore, "Low-Temperature Physics: an introduction for scientists and engineers", Blackie, Londra, 1992.
- [5] W. Shen, M. Coffey, W. McGhee, "Development of 9.5 T NbTi cryogen-free magnet", IEEE Transactions on Applied Superconductivity, vol. 11, n. 1, p. 2619, marzo 2001.
- [6] L. Ying, "Cryogen-free superconducting magnets and applications", Superconductors & Cryoelectronics, p. 11, inverno 2000/01.
- [7] Depliant informativo sulle attività di ricerca e sviluppo del Toshiba Superconductivity Application Technology Group.
- [8] T. Kalliohaka, A. Korpela, J. Lehtonen, R. Mikkonen, "Cryogenics of conduction cooled Nb₃Sn SMES", Tampere University of Technology, 2001.
- [9] H. Kasahara, S. Akita, K. Tasaki, A. Tomioka, T. Hase, K. Ohata, N. Ohtani, H. Sakaguchi, "Basics characteristic evaluation of cryocooler-cooled HTS coils", Pre-Print MT-17, 2001.
- [10] M. Ono, K. Tasaki, Y. Ohotani, T. Kuriyama, Y. Sumiyoshi, S. Nomura, M. Kyoto, T. Simonosono, S. Hanai, M. Shoujyu, N. Ayai, T. Kaneko, S. Kobayashi, K. Hayashi, H. Takei, K. Sato, T. Mizuishi, M. Kimura, T. Masui, "Testing of a cryocooler-cooled HTS magnet with silver-sheathed Bi2223 tapes for silicon single-crystal growth applications", International Conference on Magnet Technology, 24-28 settembre 2001.
- [11] Depliant informativo sul dispositivo a magneti superconduttivi HTS per la produzione di monocristalli di silicio sviluppato in Toshiba con la collaborazione di Sumitomo Electric Industries e di Shin-Etsu Handotai, 2001.
- [12] G. Walker, "Cryocoolers, Part 1: Fundamentals", Plenum Press, New York, 1983.
- [13] G. Walker: "Cryocoolers, Part 2: Applications", Plenum Press, New York, 1983.
- [14] D. P. Brown, R. J. Gibbs, A. P. Schlafke, J. H. Sondericker, K. C. Wu, "Operating experiences and test results of six cold helium compressors", Cryogenic Engineering, vol. 33, p. 663, 1988.
- [15] Robert A. Ackermann, "Cryogenic regenerative heat exchangers", Plenum Press, New York, 1997.
- [16] T. Kuriyama, "Technological research on GM refrigerators employing magnetic regenerator materials", Group Manager del Toshiba Superconductivity Application Technology Group, 1984.
- [17] G. Ke, H. Makuuchi, T. Hashimoto, A. Onishi, R. Li, T. Satoh, Y. Kanazawa, "Improvement of two-stage GM refrigerator performance using a hybrid regenerator", Advances in Cryogenic Engineering, vol. 40, p. 639, 1994.
- [18] G. Negri di Montenegro, D. Moro, G. Naldi, "Corso di macchine 1: Sistemi e componenti termici", Pitagora Editrice, Bologna, 1998.

- [19] G. Negri di Montenegro, G. Naldi, A. Peretto "Corso di macchine 2: Macchine volumetriche, Trasmissioni meccaniche", Pitagora Editrice, Bologna, 1993.
- [20] Alessandro Cocchi, "Elementi di termofisica generale e applicata", Progetto Leonardo, Bologna, 1993.
- [21] J. G. Weisend II, "Handbook of Cryogenic Engineering", Taylor & Francis, Philadelphia, 1998
- [22] T. Inaguchi, M. Nagao, H. Yoshimura, "Two-stage Gifford-McMahon cycle cryocooler operating at about 2 K", Advances in Cryogenic Engineering, vol. 40, 1994.
- [23] J. L. Gao, "A study of phase shift mechanism of working fluid in the pulse-tube refrigerator", novembre 1993.
- [24] W. E. Kays, A. L. London, "Compact Heat Exchangers", McGraw-Hill, New York, 1964.
- [25] Depliant informativo sulla serie commercilae di cryocooler prodotti dalla Sumitomo Heavy Industiries.
- [26] Sito Internet della Sumitomo Heavy Industries (SHI), reparto criogenico: www.shi.co.jp/english/cryo.
- [27] Sito Internet della Cryomech: <u>www.cryomech.com</u>.
- [28] Sito Internet della Leybold: www.leyboldvac.de.
- [29] Sito Internet della ARS: www.arscryo.com.
- [30] Sito Internet della Cambridge Wire Cloth: www.camwire.com.
- [31] A. Daniels, F. K. duPre, "Triple-expansion Stirling-cycle refrigerator", Advances in Cryogenic Engineering, vol. 16, p. 178, 1971.
- [32] K. H. J. Buschow, J. F. Olijhoek, A. R. Miedema, "Extremely large heat capacities between 4 and 10 K" Cryogenics 15, p. 261, maggio 1975.
- [33] T. Kuriyama, R. Hakamada, H. Nakagome, T. Tokai, M. Sahashi, R. Li, O. Yoshida, K. Matsumoto, T. Hashimoto, "High efficiency two-stage GM refrigerator with magnetic material in the liquid helium temperature region", Advances in Cryogenic Engineering, vol. 35b, p. 1261, 1990.
- [34] Y. Iwasa, "Case studies in Superconducting Magnets: Design and Operational Issues", Plenum Press, New York-Londra, 1994.
- [35] J. Evetts, "Concise Encyclopedia of Magnetic & Superconducting materials", Pergamon Press, Oxford-New York, 1992.
- [36] I. Satoh, R. Li, H. Asami, Y. Kanazawa, A. Onishi, "Development of a high efficiency 0.5 W class 4K GM cryocooler", Cryocoolers 10, p. 575, 1999.
- [37] Y. Ohtani, H. Hatakeyama, H. Nakagome, T. Usami, T. Okamura, S. Kabashima, "Development of a high efficiency 4K GM refrigerator", Cryocoolers 10, p. 581, 1999.
- [38] T. Usami, T. Okamura, S. Kabashima, Y. Ohtani, H. Hatakeyama, H. Nakagome, "Analysis of a high efficiency 4K GM refrigerator operating at a lower pressure ratio" Cryocoolers 10, p. 587, 1999.
- [39] H. Nakane, T. Hashimoto, M. Okamura, H. Nakagome, Y. Miyata, "Multilayer magnetic regenerators with an optimum structure around 4.2K", Cryocoolers 10, p. 611, 1999.
- [40] C. Wang, P. E. Gifford, "High efficiency, single-stage GM cryorefrigerators optimized for 20 to 40 K", Cryocoolers 11, p. 387, 2001.
- [41] R. Radebaugh, J. Gary, E. Marquardt, B. Louie, D. Daney, V. Arp, D. Linenberger, "Measurement and Calculation of Regenerator Ineffectiveness for Temperatures of 5 to 40 K", Wright Laboratory, Wright-Patterson Air Force Base, 1992.