

ALMA MATER STUDIORUM-UNIVERSITA' DI BOLOGNA

SECONDA FACOLTA' DI INGEGNERIA

CON SEDE A CESENA

CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA

CLASSE: LM-33

Sede di Forlì

TESI DI LAUREA

In TERMOFLUIDODINAMICA AVANZATA

ANALISI TERMICA NON STAZIONARIA
DELSISTEMA DI FORMATURA DI LAMINATI
AD ALTA PRESSIONE

CANDIDATO

Lorenzo Santi

RELATORE

Ing. Marco Lorenzini

CORRELATORE

Ing. Paolo Valdiserri

Anno Accademico 2011-2012

Sessione III

Indice

Indice	3
Introduzione	7
1.DESCRIZIONE PROCESSO PRODUTTIVO	9
2.SOFTWARE SIMULINK	13
2.1 Introduzione	13
2.2 Blocchi della libreria di Simulink utilizzati	19
2.3 Simulink applicato al progetto	21
2.3.1 Laminato centrale	28
2.3.2 Cuscino	37
2.3.3 Blocco Interfaccia Inox-Laminato	41
2.3.4 Piastra	43
2.3.5 Blocco interfaccia piastra-vassoio	45
2.3.6 Blocco Serbatoio Caldo	47
2.3.7 Blocco Serbatoio Freddo	48
2.3.8 Blocco Riscaldamento Raffreddamento	49
2.3.9 Blocco Cross-Flow	50
3.RISULTATI E DISCUSSIONI	57
3.1 Visualizzazione dell'andamento delle variabili nel circuito durante le varie fasi del ciclo di produzione	57
3.1.1 Andamento della temperatura piastra, della temperatura interfaccia e della temperatura mezzeria	63
3.2 Analisi delle grandezze fisiche da impostare durante le simulazioni	70
3.2.1 Cuscino: caso 010010 - caso 010018	72
3.2.2 Cuscino: caso 010018 - caso 014018	73
3.2.3 Cuscino: caso 010010 - caso 014014	74
3.2.4 Inox	75
3.2.5 Vassoio/Coperchio	75
3.2.6 Laminato centrale: caso 010010 - caso 010018	76
3.2.7 Laminato centrale: caso 010018 - caso 014018	78
3.2.8 Laminato centrale: caso 010010 - caso 014014	79

3.3 Analisi della distribuzione della temperatura nel laminato centrale in funzione delle coordinate temporali e spaziali.....	79
3.3.1 Confronto: caso 010010 - caso 010018.....	82
3.3.2 Confronto: caso 010018 - caso 014018.....	82
3.3.3 Confronto: caso 010010 - caso 014014.....	83
3.3.4 Confronto: caso 012018 - caso spessore cuscino0,1 012018	84
3.4 Introduzione alla seconda parte	89
4. GENERATORE TERMOELETTTRICO	91
4.1 Introduzione	91
4.2 Effetto termoelettrico	93
4.3 Breve storia dell'effetto termoelettrico	94
4.3.1 Effetto Seebeck	94
4.3.2 Effetto Peltier	95
4.4 Dispositivo termoelettrico	96
4.5 Parametri del materiale termoelettrico	98
4.6 Schematizzazione del principio di funzionamento del generatore termoelettrico	99
4.7 Rendimento del generatore termoelettrico	102
4.8 Materiali termoelettrici.....	104
4.8.1 Suddivisione materiali TE in base alla temperatura di esercizio	105
4.8.2 Suddivisione dei materiali TE in base alle proprietà fisiche, chimiche ed elettriche	106
4.9 Generatore segmentato.....	109
4.10 Compatibilità termoelettrica.....	110
4.11 Applicazioni	111
4.11.1 Tecniche per il trasferimento di calore al lato caldo.....	112
4.11.2 Tecniche per il trasferimento di calore al lato freddo.....	112
4.12 Generatori termoelettrici applicati al progetto	114
4.12.1 Elenco configurazioni per l'applicazione dei generatori termoelettrici.....	114
4.12.2 Configurazione N°1.....	115
4.12.3 Configurazione N°2.....	125
5.MOTORE STIRLING	139
5.1 Introduzione	139
5.2 Principio di funzionamento	140

5.3 Configurazioni del motore Stirling	142
5.3.1 Configurazione Alfa	142
5.3.2 Configurazione Beta.....	143
5.3.5 Configurazione Gamma.....	144
5.3.4 Confronto tra le configurazioni alfa, beta e gamma	145
5.3.5 Motore Stirling a pistone libero	145
5.4 Cicli termodinamici.....	149
5.4.1 Ciclo di Carnot	150
5.5 Ciclo di Stirling.....	152
5.6 Ciclo reale di Stirling.....	154
5.6.1 Presenza di volumi morti.....	154
5.6.2 Moti del pistone e del dislocatore	154
5.6.3 Efficienza degli scambiatori termici	155
5.6.4 Rigenerazione termica imperfetta	156
5.6.5 Perdite termiche di conduzione, convezione e irraggiamento	156
5.5.6 Perdite meccaniche.....	157
5.5.7 Distribuzione fluido di lavoro	157
5.5.8 Confronto grafico tra ciclo ideale e reale.....	157
5.6 Rendimento totale del motore Stirling	157
5.6.1 Rendimento termodinamico del motore Stirling in configurazione alfa	158
5.7 Potenza erogata da un motore Stirling in configurazione alfa.....	163
5.8 Accorgimenti per la progettazione di un motore Stirling efficiente	163
5.9 Applicazioni	164
5.9.1 Propulsione	164
5.9.2 Produzione di energia elettrica	165
5.9.3 Riscaldamento e refrigerazione	166
5.10 Motori Stirling applicati al progetto.....	167
5.10.1 Configurazione per l'applicazione dei motori Stirling.....	167
5.10.2 Analisi economica.....	171
5.10.4 Confronto economico tra i TEG e i motori Stirling	173
6.POMPA DI CALORE	175
6.1 Introduzione.....	175

6.2 Classificazione	178
6.3 Pompa di calore a compressione	178
6.4 Cop e prestazioni.....	180
6.4.1 Sottoraffreddamento e surriscaldamento del liquido	184
6.5 Pompe di calore ad assorbimento	184
6.6 Fluidi di lavoro	187
6.6.1 Fluidi di lavoro sintetici in disuso	187
6.6.2 Fluidi di lavoro moderni	188
6.6.3 Fluidi di lavoro naturali.....	188
6.7 Tipologie pompa di calore	189
6.8 Geotermia	192
6.8.1 Sistema di captazione del calore	193
6.8.2 Pompa di calore.....	196
6.8.3 Sistema di accumulo e distribuzione del calore	197
6.8.4 Terreno	197
6.8.5 Tempo di vita.....	198
6.9 Pompe di calore applicate al progetto	200
7.CONCLUSIONI	203
8.BIBLIOGRAFIA.....	205
9.RINGRAZIAMENTI.....	207

Introduzione

Questo elaborato di tesi è dedicato allo studio del processo di formatura di laminati ad alta pressione, all'analisi delle variabili di processo e alla determinazione delle tecnologie più efficienti rivolte al recupero dell'energia dissipata durante il ciclo produttivo.

I pannelli in laminato, noti con il nome commerciale di formica, trovano vasto impiego nell'industria delle costruzioni e mobiliera. Essi sono prodotti a partire da fogli di carta Kraft impregnati di resine, e vengono fatti reticolare sottoponendoli all'azione combinata di pressione e temperatura.

Mentre per i laminati normali la produzione è continua e non si necessita di cicli termici particolari, per laminati ad alta pressione (HPLC high pressure laminates composites) che sono sottoposti a pressioni tra 70 e 100 kgf/m², il materiale viene dapprima riscaldato e successivamente raffreddato durante la fase di pressatura.

Dopo aver descritto l'oggetto di studio si illustrano nello specifico le varie parti nelle quali è suddivisa la tesi.

Nella prima parte è stato riprodotto tramite il software Simulink il circuito dedicato al processo di formatura, più precisamente grazie all'utilizzo dei blocchi contenuti nella libreria del programma sono state inserite le equazioni che governano lo scambio termico nelle varie sezioni dei componenti.

Assegnate le condizioni al contorno, introdotte alcune ipotesi semplificative e impostate le varie combinazioni delle variabili di processo è stato possibile avviare le singole simulazioni.

Le durate delle singole fasi, l'energia assorbita (fase di riscaldamento) e l'energia dissipata (fase di raffreddamento) sono state visualizzate direttamente in Simulink, mentre l'andamento delle temperature dei singoli elementi ha richiesto un'osservazione più approfondita perseguibile tramite la rappresentazione di queste ultime per via grafica nell'ambiente di Matlab.

Le grandezze fisiche del processo da studiare sono le conducibilità termiche e gli spessori dei singoli elementi costitutivi.

I confronti tra le possibili configurazioni di esercizio sono stati realizzati combinando diverse coppie delle due caratteristiche.

Si può riscontrare che i componenti soggetti ad uno studio più approfondito sono gli elementi con una distribuzione delle temperature più varia.

Per svolgere un'analisi completa e accurata sono stati considerati i seguenti parametri di confronto:

- La temperatura massima;
- Il salto termico riferito alla coordinata spaziale (ossia la differenza tra la temperatura massima in una sezione del componente rispetto alla temperatura massima in un'altra sezione del componente calcolato al medesimo istante);
- La variazione del salto termico nel tempo.

Nella seconda parte si sono studiate le tecnologie rivolte al recupero dell'energia termica di processo che, altrimenti, andrebbe dispersa nell'ambiente.

Da notare che il sistema è soggetto ad un fase di stazionarietà (successiva al riscaldamento dello stesso) durante la quale il fluido termovettore ad alta temperatura scambia una notevole quantità di energia con l'ambiente; l'obiettivo quindi è la valutazione della convenienza o meno dell'inserimento nel circuito di alcuni dispositivi, tra i quali i generatori termoelettrici e i motori Stirling, destinati al recupero dell'energia.

Considerando l'utilizzo dei generatori termoelettrici, la potenza elettrica in uscita risulta limitata inoltre svolgendo un'analisi economica si ottiene che l'investimento viene ammortizzato in tredici anni, un periodo eccessivo per le strategie economiche di un'azienda.

L'impiego di due motori Stirling invece risulta la scelta ottimale: il valore della potenza elettrica in uscita è paragonabile a quello ricavato per i generatori termoelettrici ma i costi di installazione risultano estremamente inferiori così da rendere l'impianto ammortizzato in soli due anni.

1.DESCRIZIONE PROCESSO PRODUTTIVO

Si descrive in specifico il ciclo di fabbricazione:

1. Compressione
2. Riscaldamento
3. Mantenimento della temperatura richiesta per un periodo di tempo
4. Raffreddamento
5. Estrazione

La macchina utilizzata per il effettuare la compressione meccanica è una pressa di tipo idraulica con struttura verticale; essa è costituita da una slitta azionata da un cilindro idraulico funzionante con olio in pressione.

Tra la pressa e l'oggetto in esame devono essere inserite apposite piastre con canali interni dove scorre il liquido responsabile dello scambio termico.

Nel caso di produzione di un laminato per vano di spessore 10-20 mm la sequenza di montaggio del sistema è la seguente: piastra-vassoio-cuscino-inox-laminato-inox-cuscino-vassoio di copertura-piastra.

Per laminati di spessore minore vengono inseriti più laminati per vano, fino a circa 14-16 laminati quando lo spessore del singolo foglio è inferiore al millimetro.

Di seguito si analizza il caso di una composizione con singolo laminato per vano.

Ora si definiscono le funzioni del vassoio, del cuscino (carta Kraft) e delle lastre di inox.

La funzione del vassoio è puramente di natura meccanica; agevola le operazioni di carico e scarico del sistema inox-laminato-inox durante il ciclo di produzione.

La funzione del cuscino (carta Kraft) è molteplice:

- dal punto di vista meccanico riduce i possibili difetti derivanti dalle asperità del vassoio;
- dal punto di vista termico distribuisce in modo omogeneo il flusso termico sul laminato evitando di avere zone a temperatura eccessiva che potrebbero danneggiare la superficie (per esempio "bruciature").

Le lastre di inox realizzano una buona finitura superficiale ai lati del laminato.

Il ciclo di produzione focalizza l'attenzione sulla temperatura da raggiungere all'interno del laminato; questo valore di temperatura è il dato di partenza dal quale verranno determinati altri fattori durante le simulazioni:

- Tempo di riscaldamento;
- Tempo di raffreddamento;
- Spessori dei materiali.

La configurazione base di montaggio per il laminato finale è mostrata nella figura:

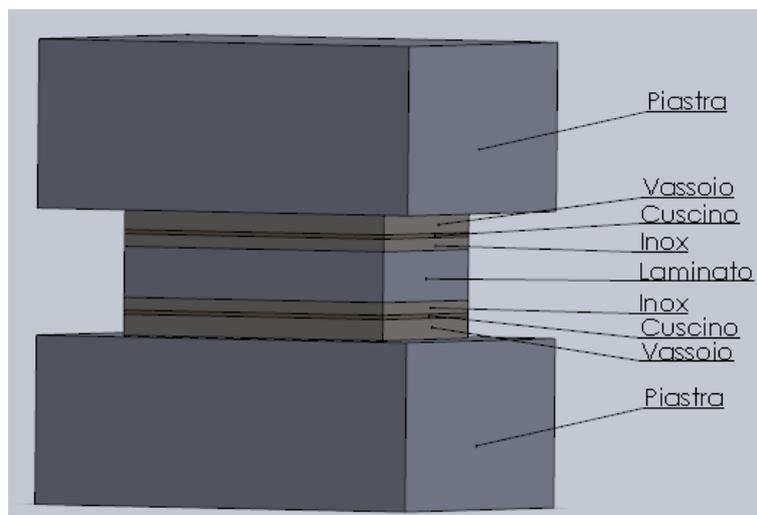


Figura 1 Configurazione di montaggio

Data la simmetria del componente nell'elaborato verrà sempre analizzata la metà del sistema (vedi figura seguente):

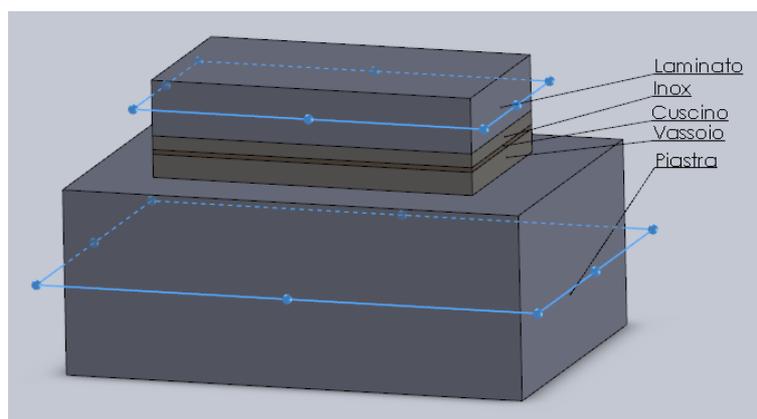


Figura 2 Configurazione di studio

L'impianto e l'ottimizzazione dei relativi parametri di "regolazione" possono essere studiati velocemente tramite l'impiego del software Simulink; in esso verranno inseriti i singoli componenti costitutivi e le equazioni che governano gli scambi termici.

2.SOFTWARE SIMULINK

2.1 Introduzione

Simulink è un programma dedicato alla modellazione, alla simulazione e all'analisi di sistemi dinamici descritti da equazioni differenziali, mediante funzioni di trasferimento; permette la simulazione di sistemi complessi di ordine elevato, con non linearità, con segnali di riferimento complessi.

La simulazione avviene in due passi:

- I. Descrizione del sistema mediante schema a blocchi:
 - Simulink contiene una libreria di blocchi che descrivono elementi algebrici e dinamici elementari funzioni di trasferimento, guadagno, saturazioni, funzioni matematiche;
 - L'utente compone lo schema a blocchi del sistema da simulare mediante l'interconnessione dei blocchi elementari.
- II. Simulazione del sistema mediante integrazione numerica delle equazioni differenziali, in un certo intervallo di tempo.

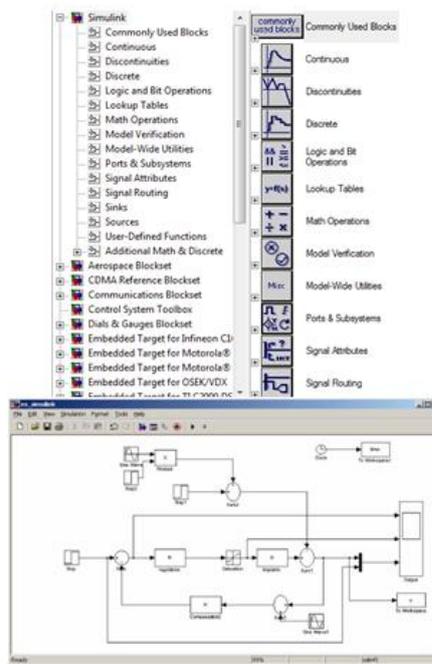


Figura 3 Simulink

Un sistema è rappresentato come un diagramma a blocchi, cioè come blocchi interconnessi da linee:

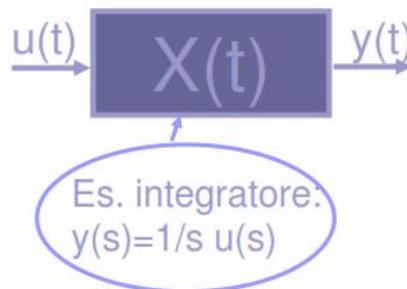


Figura 4 Blocco

Ogni blocco rappresenta un sistema elementare:

- Sistema dinamico o algebrico;
- È caratterizzato da ingressi e uscite (una o più) ed eventualmente da stati interni (per i sistemi dinamici);
- I blocchi possono essere parametrizzati (attraverso finestre). Es. guadagno, poli/zeri di funzioni di trasferimento, ecc.

Inoltre vi è la possibilità di modellare i sistemi di controllo tenendo in considerazione:

- Generazione del riferimento (gradini, rampe, ecc);
- Disturbi presenti sul sistema;

- Rumore di misura.

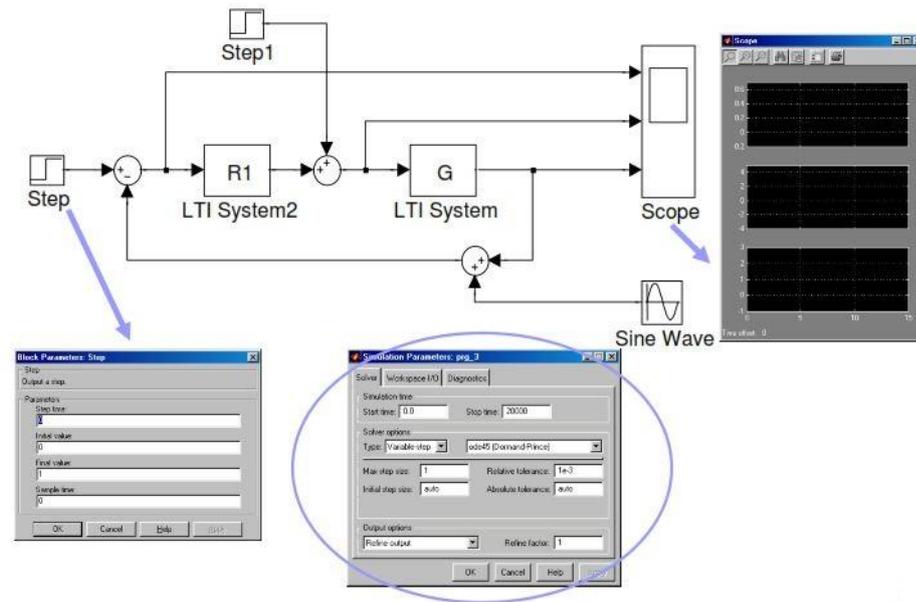


Figura 5 Modello Simulink

Libreria di Simulink

- Continuous
 - Integrator → Possibilità di definire condizioni iniziali, reset, saturazioni
 - State-space
 - Transfer function (nella forma numeratore/denominatore)
 - Zero-pole
- Functions & tables
 - Fcn, Matlab Fcn e funzioni matematiche varie
- Math
 - Abs
 - Gain
 - Logical operator, relational operator
 - Math function, trigonometric function
 - Sum, product
 - Sign
- Non linear
 - Dead-zone, saturation

- Signals & Systems
 - Mux, demux
 - From, Goto
- Sinks
 - Display
 - Scope
- Sources
 - Clock
 - Constant
 - Sine
 - Step

La simulazione si suddivide in tre fasi:

1. Si crea il modello Simulink.mdl dove all'interno si impostano i parametri del solver della simulazione;
2. Si esegue la simulazione ("run");
3. Si visualizzano i grafici direttamente in Simulink o importandoli in Matlab.

Simulink risolve le equazioni differenziali ordinarie (definite per esempio utilizzando una funzione di trasferimento) mediante tecniche di integrazione numerica.

Nella simulazione di un sistema dinamico si calcola l'evoluzione dello stato e dell'uscita del sistema per una certa durata temporale; lo stato e l'uscita $x_{(t_i)}$ vengono calcolati per certi istanti temporali $T_0=t_1 < t_2 \dots < t_n=T_f$ (detti time step) separati da intervalli di integrazione (detti step size):

$$\dot{x} = f(x, t) \quad t \in [T_0, T_f] \quad x(T_0) = x_0$$

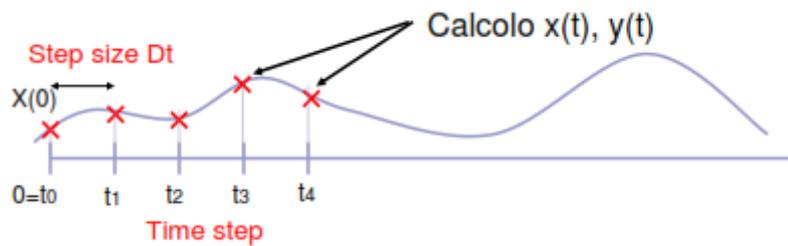


Figura 6 Calcolo dell'evoluzione del sistema nel tempo

La soluzione all'istante t_{i+1} è determinata sulla base delle soluzioni calcolate negli istanti precedenti, con una formula del tipo:

$$x(t_{i+1}) = x(t_i) + h\Delta(t_i, x, h, f)$$

con: $h_i = t_{i+1} - t_i$ passo d'integrazione

Δ funzione

I vari metodi di integrazione si distinguono per una diversa funzione Δ e per un'opportuna scelta del passo d'integrazione h .

Trovata la soluzione x_{i+1} , viene valutato l'errore nei confronti della soluzione esatta; se questo supera il limite prefissato si riduce h e si ricalcola la soluzione, mentre se l'errore è inferiore il passo successivo h viene incrementato così da ridurre i tempi di calcolo.

I metodi numerici per la soluzione di equazioni differenziali si possono dividere in due diversi tipi:

- Metodo one-step, il valore x_i viene calcolato utilizzando unicamente l'approssimazione precedente x_{i-1} ;
- Metodo multi-step, il valore x_i viene calcolato utilizzando più approssimazioni precedenti.

Gli algoritmi di calcolo si dividono in “impliciti” ed “espliciti”.

Con l'utilizzo del metodo “implicito” si utilizza un metodo di calcolo step by step in cui un opportuno criterio di convergenza permette di proseguire o meno l'analisi, eventualmente riducendo l'intervallo di tempo, a seconda dell'accuratezza dei risultati al termine di ogni step.

Con l'utilizzo del metodo “esplicito” non si presentano eventuali problemi di non convergenza ad una soluzione finita, dato che in questo caso l'analisi “non è

condizionata da un criterio di convergenza” e l’incremento di tempo viene definito all’inizio dell’analisi e rimane costante durante il calcolo.

Il metodo viene chiamato “esplicito” proprio perché ogni nuovo incremento necessita della sola conoscenza dei parametri relativi all’incremento precedente.

Il vantaggio dell’utilizzo del metodo di calcolo “esplicito” è dovuto al fatto che, pur essendo gli incrementi di tempo molto più piccoli rispetto al metodo “implicito”, si ha un elevato risparmio di tempo di calcolo in analisi che prevedono elevati trasferimenti di energia o dissipazioni.

Un’ulteriore classificazione del solver prevede metodi a passo di integrazione:

1. Fisso (lo step size è costante)

Più è piccolo lo step size, più la simulazione è accurata, ma un tempo maggiore è richiesto per l’esecuzione della simulazione.

2. Variabile

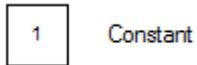
Il solver determina lo step size ottimale durante la simulazione (se la dinamica del sistema è veloce, lo step size si riduce).

Parametri da impostare per la simulazione:

- Istante iniziale e finale;
- Tipo della tecnica di integrazione numerica (metodo a passo fisso o metodo a passo variabile);
- In presenza di un metodo a passo variabile:
 1. Max step size (massimo intervallo fra un istante di calcolo della soluzione dell’ODE e il successivo) deve essere scelto:
 - Minore della costante di tempo più veloce del sistema;
 - Minore del periodo del segnale periodico più veloce che agisce sul sistema (es. 1/10 più piccolo).
 2. Min step size (minimo intervallo fra un istante di calcolo della soluzione dell’ODE e il successivo).
 3. Relative/absolute tolerance (massimo errore relativo o assoluto).
- In presenza di un metodo a passo fisso:
 1. Fixed step size (ampiezza del passo di integrazione).

2.2 Blocchi della libreria di Simulink utilizzati

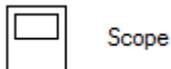
Constant: genera un valore costante programmabile.



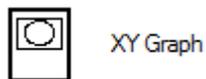
Clock: generatore temporale.



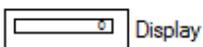
Scope: visualizza in funzione del tempo il segnale di ingresso applicato.



XY Graph: visualizza un grafico (x,y) utilizzando la finestra grafica di Matlab. Il primo ingresso corrisponde all'ascissa del grafico e nel nostro caso coincide con la base dei tempi. Si possono introdurre i valori del range nel grafico.



Display: display numerico dei valori dell'ingresso. Si specifica il formato del parametro da visualizzare.



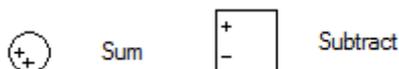
To File: salva gli ingressi applicati all'interno di una matrice in un file <untitled>.mat. Si specifica il nome del file e il nome della variabile. I valori vengono salvati per righe. La prima riga della matrice contiene la base dei tempi.



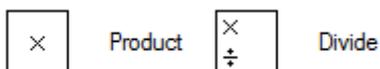
Integrator: calcola l'integrazione tempo continua del segnale di ingresso, stabilite le condizioni iniziali ed eventuali limiti superiore ed inferiore di saturazione.



Sum: effettua la somma o la differenza degli ingressi. Si deve inserire la lista dei segni con cui ogni ingresso entra nel blocco.



Product: Moltiplica o divide gli ingressi. Occorre specificare il numero degli ingressi.



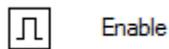
In: fornisce una porta d'ingresso per un modello. Occorre specificare il tempo di campionamento.



Out: fornisce una porta d'uscita per un modello. Quando il modello non è disabilitato, occorre fornire il corrispondente valore dell'uscita.



Enable: il blocco viene posto all'interno di un modello affinché sia abilitato.



Mux: raggruppa scalari o vettori in un vettore di dimensioni maggiori.



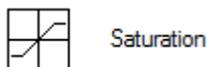
From: riceve i segnali dal blocco Goto secondo l'etichetta (tag) specificata.



Goto: invia i segnali al blocco From avente l'etichetta specificata. Permette di definire la visibilità dell'etichetta.



Saturation: limita superiormente ed inferiormente il segnale d'ingresso secondo due limiti prefissati.



Gain: guadagno scalare o vettoriale. Si imposta il guadagno k e il blocco calcola l'uscita y dato l'ingresso u secondo l'espressione $y = k * u$.



Subsystem: fornisce una finestra nella quale costruire un modello di subsystem.



2.3 Simulink applicato al progetto

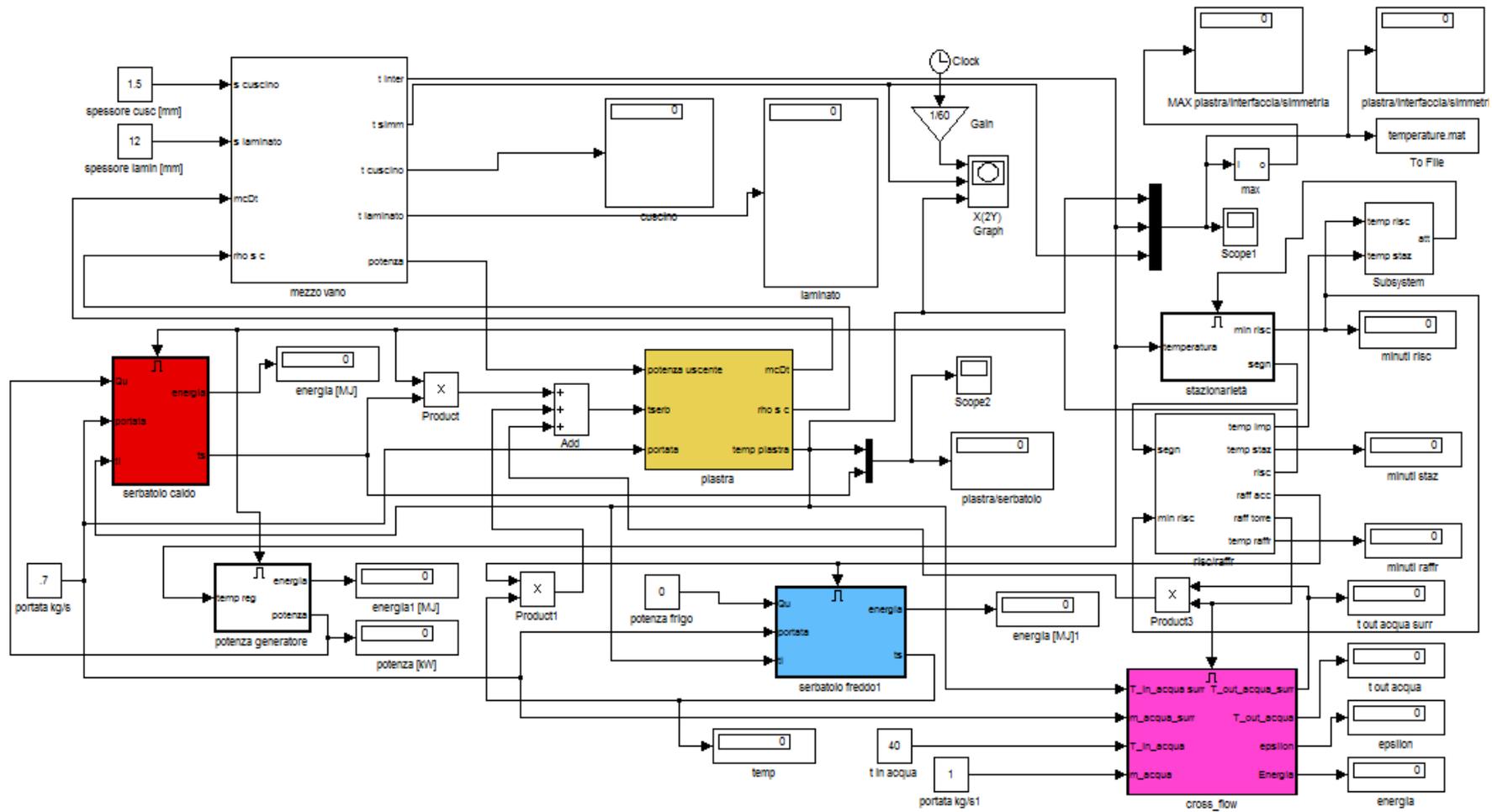


Figura 7 Impianto completo

Effettuata la compressione mediante la pressa, inizia il ciclo termico che prevede il riscaldamento della piastra fino al raggiungimento della temperatura di 155 °C in ogni punto del laminato.

Come detto precedentemente la piastra è riscaldata da un flusso di liquido caldo; quest'ultimo non proviene direttamente dalla caldaia ma da un serbatoio di accumulo (caldo).

Questa configurazione garantisce i seguenti vantaggi rispetto ad un collegamento diretto:

1. Potenza della caldaia inferiore;
2. Possibilità di utilizzo di un elevato flusso termico legato ad una grande quantità di fluido ad elevata temperatura.

Ovviamente la funzione della caldaia è quella mantenere il fluido ad una temperatura (specifica) costante: quindi nella fase iniziale sarà accesa e il fluido scambierà un'elevata quantità di energia termica con i condotti della piastra, mentre quando il sistema transiterà alla condizione di regime la potenza fornita diminuirà fino ad annullarsi.

Una volta raggiunta la temperatura di 155 °C, sarà presente solo il ricircolo del fluido tra serbatoio e piastra per un tempo prestabilito, trascorso tale intervallo di tempo inizierà la fase di raffreddamento che schematicamente è simile a quella di riscaldamento.

I componenti che garantiscono il raffreddamento sono il serbatoio freddo di accumulo (freddo) e lo scambiatore di calore.

Si analizzano i blocchi più significativi e i sottoinsiemi:

Mezzo vano (rappresenta la metà del sistema)

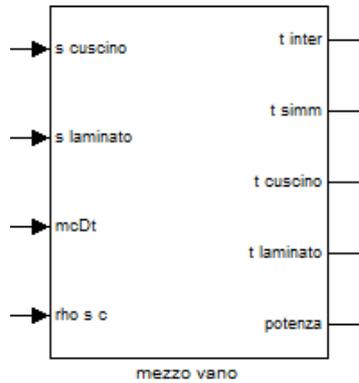


Figura 8 Blocco mezzo vano

I parametri d'ingresso sono posizionati nella parte sinistra del blocco, mentre quelli d'uscita si trovano nella parte destra.

Utilizzando il comando "Look Under Mask" si visualizza il contenuto:

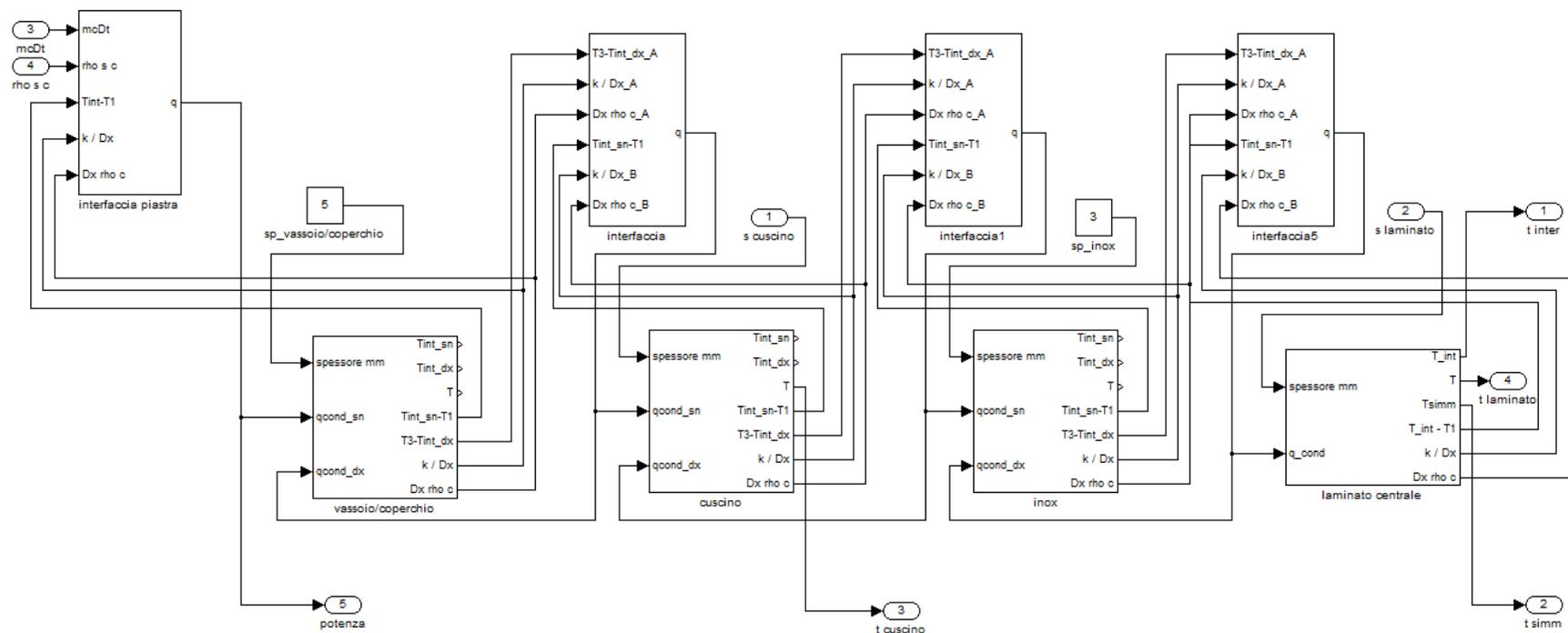


Figura 9 Sottoinsieme mezzo vano

Si nota immediatamente che tra i blocchi degli elementi costitutivi del sistema si inseriscono i sottoinsiemi relativi all'interfaccia.

Sono presenti anche i blocchi relativi agli spessori dei singoli componenti che insieme alla conducibilità termica contenuta nei "Block Parameters" saranno modificati ad ogni simulazione.

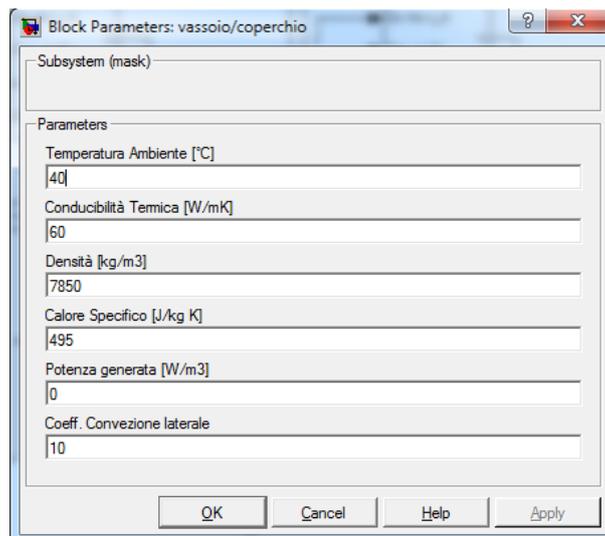


Figura 10 Blocco parametri vassoio/coperchio

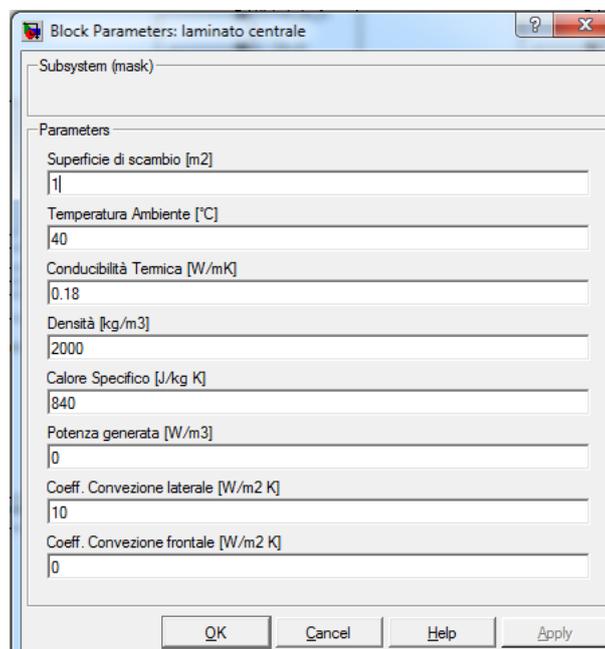


Figura 11 Blocco parametri laminato centrale

La tabella seguente riassume i simboli e le abbreviazioni utilizzate sia nei circuiti di Simulink sia nelle equazioni che governano lo scambio termico per il blocco “mezzo vano”.

Abbreviazioni Simulink	Significato
Q	Potenza scambiata
Qint	Potenza generata
mcDt	Potenza all'ingresso della piastra
S	Spessore
rho	Densità
C	Calore specifico
Dx	Spessore elemento (relativo al numero di suddivisioni del componente)
K	Conducibilità termica
Hfront	Coefficiente convezione frontale
Hlat	Coefficiente convezione laterale
k/Dx	Rapporto tra la conducibilità termica e lo spessore del singolo elemento
Tamb	Temperatura ambiente
Tint	Temperatura all'interfaccia
Tinter	Temperatura all'interfaccia
Tsimm	Temperatura in mezzeria
T	Temperatura fittizia; in realtà in uscita sono visualizzate 8 temperature (proporzionali al numero di suddivisioni del componente)
T_int-T1	Temperatura utile per effettuare il bilancio delle potenze
qcond_sn	Potenza scambiata tra i componenti del sistema al lato sinistro
qcond_dx	Potenza scambiata tra i componenti del sistema al lato destro
Potenza	Potenza all'uscita della piastra
Abbreviazioni Equazioni	Significato
q'	Potenza termica generata per unità di volume
q₀	Potenza termica entrante all'interfaccia per unità di area
K	Conducibilità termica
H	Coefficiente convezione laterale
TA	Temperatura ambiente
P	Densità
A	Superficie
L	Lunghezza trasversale
Δx	Spessore elemento (relativo al numero di suddivisioni del componente)

Figura 12 Tabella abbreviazioni

Tra i solver utilizzati per la simulazione dei sistemi è presente la routine “ode” della quale esistono diverse tipologie; quelle dedicate all’integrazione di sistemi stiff e quelle dedicate all’integrazione di sistemi non-stiff.

Un’equazione (o un sistema di equazioni) si dice stiff quando uno schema esplicito è costretto ad usare un passo di integrazione molto piccolo, altrimenti la soluzione diventa instabile.

L’integrazione di alcuni sistemi non presenta alcun problema di risoluzione se l’intervallo è relativamente piccolo; al contrario, se l’intervallo di integrazione è grande alcuni algoritmi non fortemente stabili o non adatti alla risoluzione di problemi stiff dovrebbero usare un passo di integrazione piccolo e ciò comporta tempi di calcolo più elevati.

I problemi di stiff si incontrano quando si vuole simulare un fenomeno caratterizzato da un transitorio molto veloce, dopo il quale il sistema si stabilizza su una soluzione che varia più lentamente nel tempo.

Esempi tipici di problemi stiff si hanno nella simulazione dei circuiti elettrici e nei fenomeni con reazioni chimiche.

Come primo tentativo per la risoluzione di un problema è raccomandabile usare ode45 in quanto è più accurato; se tale routine risulta essere troppo lenta, è probabile che il problema sia di tipo stiff, dunque è consigliabile usare un metodo stiff (ad esempio ode15s).

L’ode45 è basato su Runge-Kutta esplicito (di ordine 4 o 5), anche noto come Dormand-Prince, ed è un risolutore a singolo passo (cioè nella computazione di $y(t_n)$, ha bisogno soltanto della soluzione nel passo immediatamente precedente, $y(t_{n-1})$).

In generale ode45 va bene come primo tentativo per tutti i sistemi.

Sono riportati nel seguito alcune caratteristiche dei metodi di integrazione a passo variabile:

Nome	Tipo	Stiff	Note
ode45	esplicito	NO	Uso generale per problemi non stiff
ode23	esplicito	NO	Efficace per grandi tolleranze
ode113	implicito	NO	Efficace per piccole tolleranze
ode15s	implicito	SI'	Uso generale per problemi stiff
ode23s	implicito	SI'	Efficace per grandi tolleranze (stiff)
ode23t	implicito	SI'	Problemi moderatamente stiff
ode23tb	implicito	SI'	Efficace per grandi tolleranze

Figura 13 Metodi di integrazione a passo variabile

Simulation time

Start time: Stop time:

Solver options

Type: Solver:

Max step size: Relative tolerance:

Min step size: Absolute tolerance:

Initial step size:

Zero crossing control:

Figura 14 Parametri di simulazione del processo in esame

Per assegnare diverse condizioni al contorno relative allo studio di molteplici zone del componente in analisi e per incrementare la precisione dei risultati, ogni componente verrà suddiviso in numerosi elementi (chiamati “m”) di larghezza Δx .

2.3.1 Laminato centrale

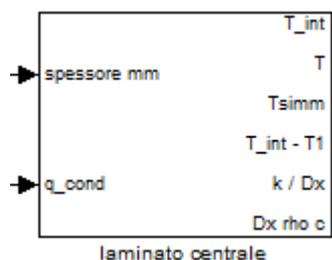


Figura 15 Blocco laminato centrale

Laminato centrale ($0 < m < 8$)

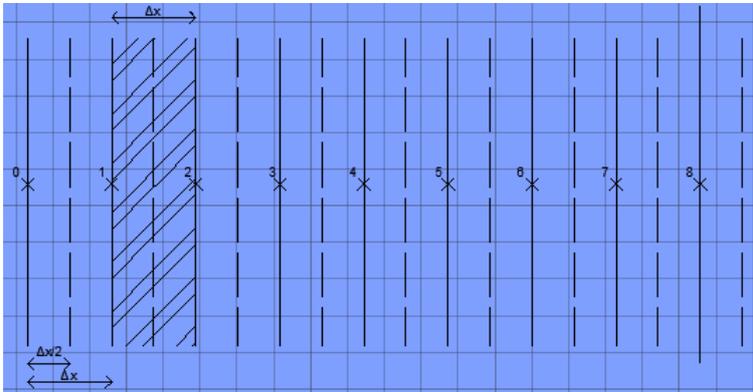


Figura 16 Schematizzazione laminato centrale

Si considera un laminato suddiviso in sedici parti ma come spiegato precedentemente se ne considerano otto (per simmetria):

$$\Delta x = \frac{\text{spessore}_{\text{laminato}}}{16}$$

La sezione 0 rappresenta il contatto del laminato con la lastra di inox mentre la sezione 8 è la mezzeria del laminato.

Generalizzando il problema si possono scrivere le equazioni che descrivono lo scambio termico per tre casi differenti (quindi tre diverse condizioni al contorno):

Caso N°1 Laminato con $1 \leq m \leq 7$

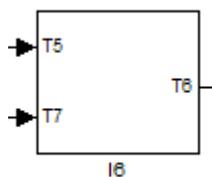


Figura 17 Blocco $m=6$

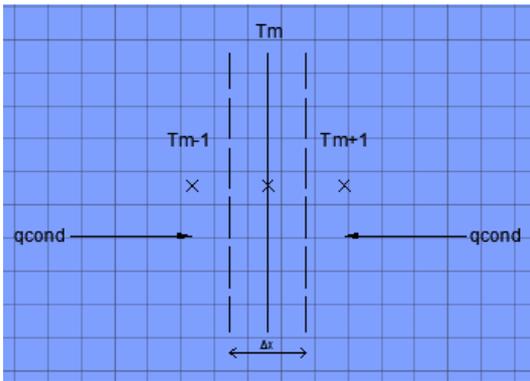


Figura 18 Schema laminato con $1 < m < 7$

In questo caso sono presenti i contributi relativi alla:

- Conduzione tra m-1 e m
- Conduzione tra m e m-1
- Convezione con l'ambiente esterno
- Generazione di calore causato dalla reazione

Si effettua il bilancio delle potenze termiche entranti ed uscenti nell'elemento di spessore Δx :

$$\frac{k A (T_{m-1} - T_m)}{\Delta x} + \frac{k A (T_{m+1} - T_m)}{\Delta x} - h L \Delta x (T_m - T_A) + \dot{q} A \Delta x = \rho A \Delta x c \frac{dT_m}{d\tau}$$

Nei circuiti presenti nelle pagine successive riferiti al laminato centrale, i blocchetti "From" sono collegati a quelli "Goto" definiti nello schema principale:

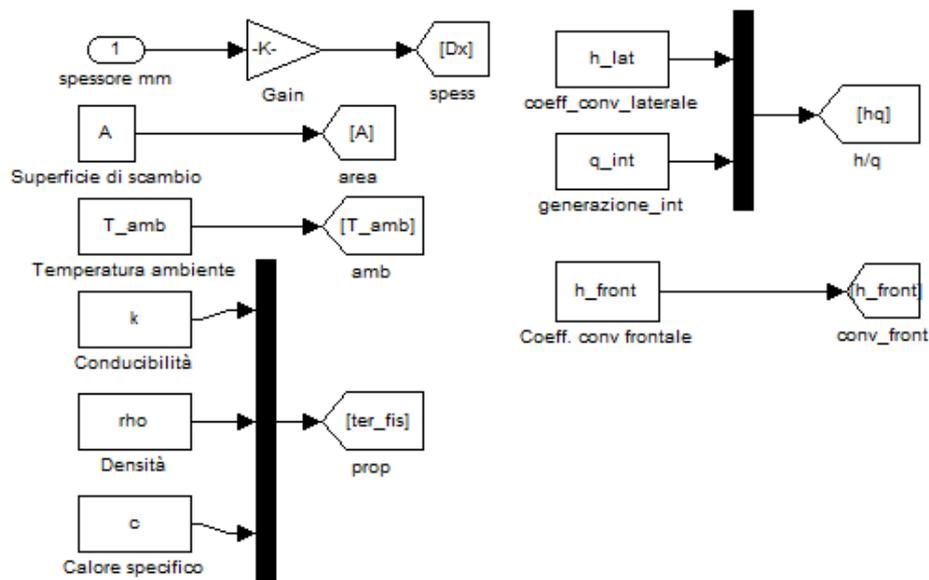


Figura 19 Blocchi "From" "Go To"

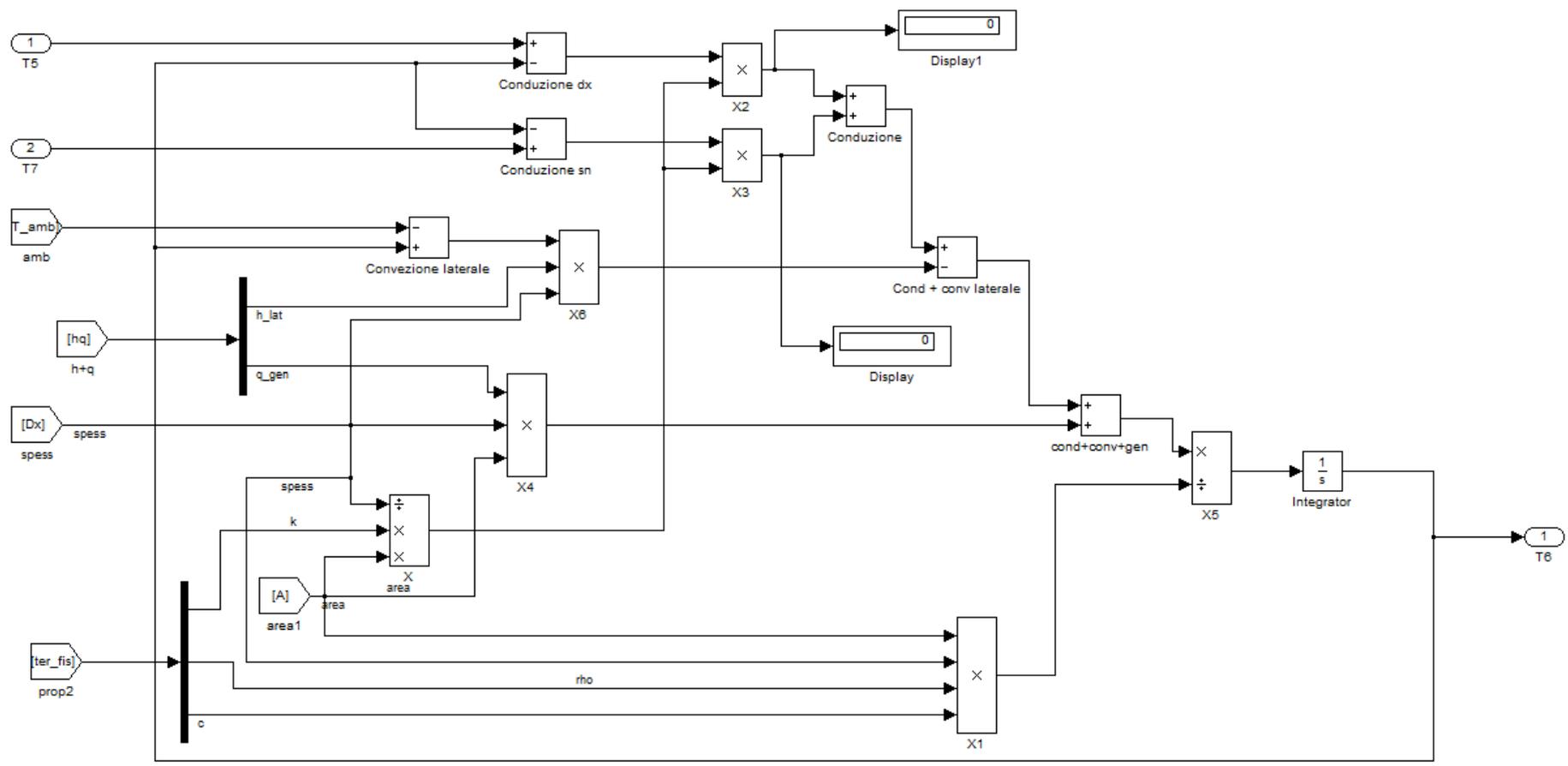


Figura 20 Circuito laminato con $1 < m < 7$

Caso N°2 Interfaccia (laminato m=0)

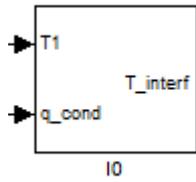


Figura 21 Blocco Interfaccia laminato

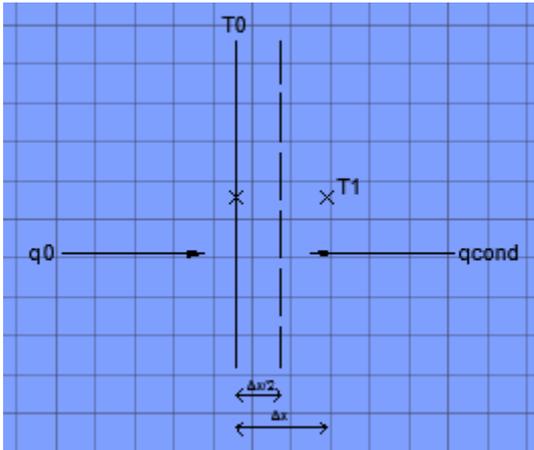


Figura 22 Schema Interfaccia laminato

In questo caso sono presenti i contributi relativi alla:

- Potenza termica entrante all'interfaccia
- Conduzione tra l'interfaccia e m=1
- Convezione con l'ambiente esterno
- Generazione di calore causato dalla reazione

Si effettua il bilancio delle potenze termiche entranti ed uscenti nell'elemento di spessore $\Delta x/2$:

$$q_0 A + \frac{k A}{\Delta x} (T_1 - T_0) - h L \frac{\Delta x}{2} (T_0 - T_A) + \dot{q} A \frac{\Delta x}{2} = \rho A \frac{\Delta x}{2} c \frac{dT_0}{d\tau}$$

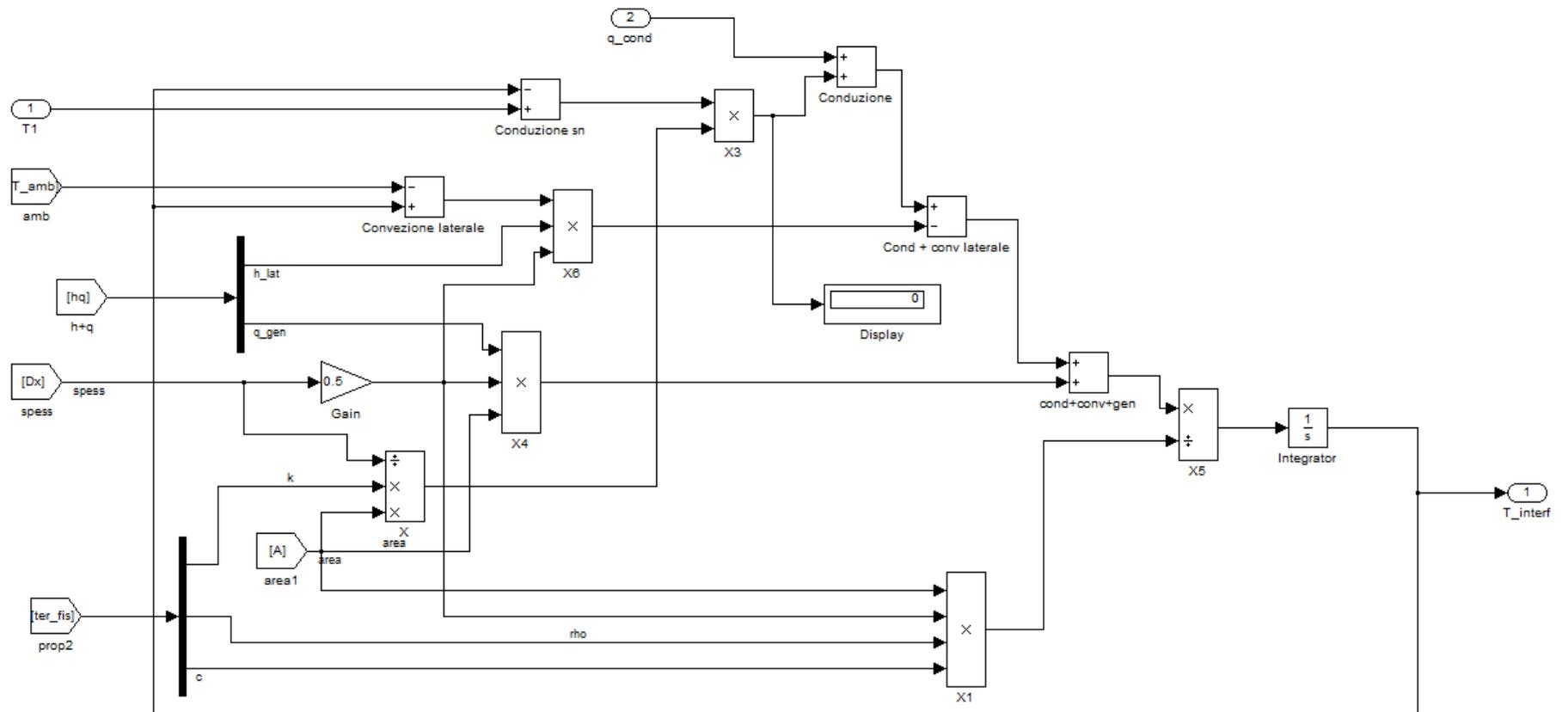


Figura 23 Circuito Interfaccia laminato

Caso N°3 Simmetria (laminato con m=8)

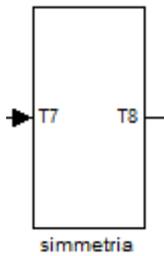


Figura 24 Blocco Simmetria laminato

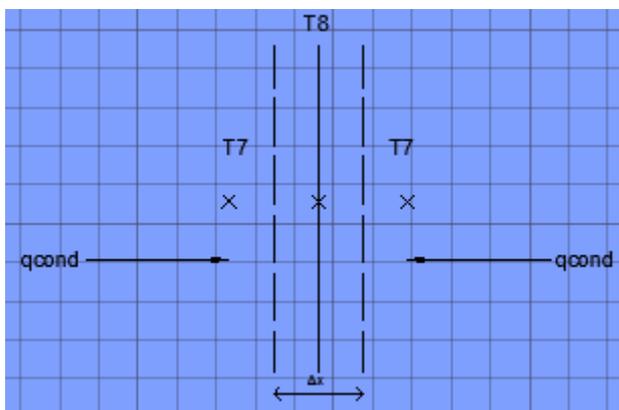


Figura 25 Schema Simmetria laminato

In questo caso sono presenti i contributi relativi alla:

- Conduzione tra m=7 e m=8 (caso simmetrico quindi contributo doppio)
- Convezione con l'ambiente esterno
- Generazione di calore causato dalla reazione

Si effettua il bilancio delle potenze termiche entranti ed uscenti nell'elementino di spessore Δx :

$$\frac{2kA}{\Delta x}(T_7 - T_8) - hL\Delta x(T_8 - T_A) + \dot{q}A\Delta x = \rho A\Delta x c \frac{dT_8}{d\tau}$$

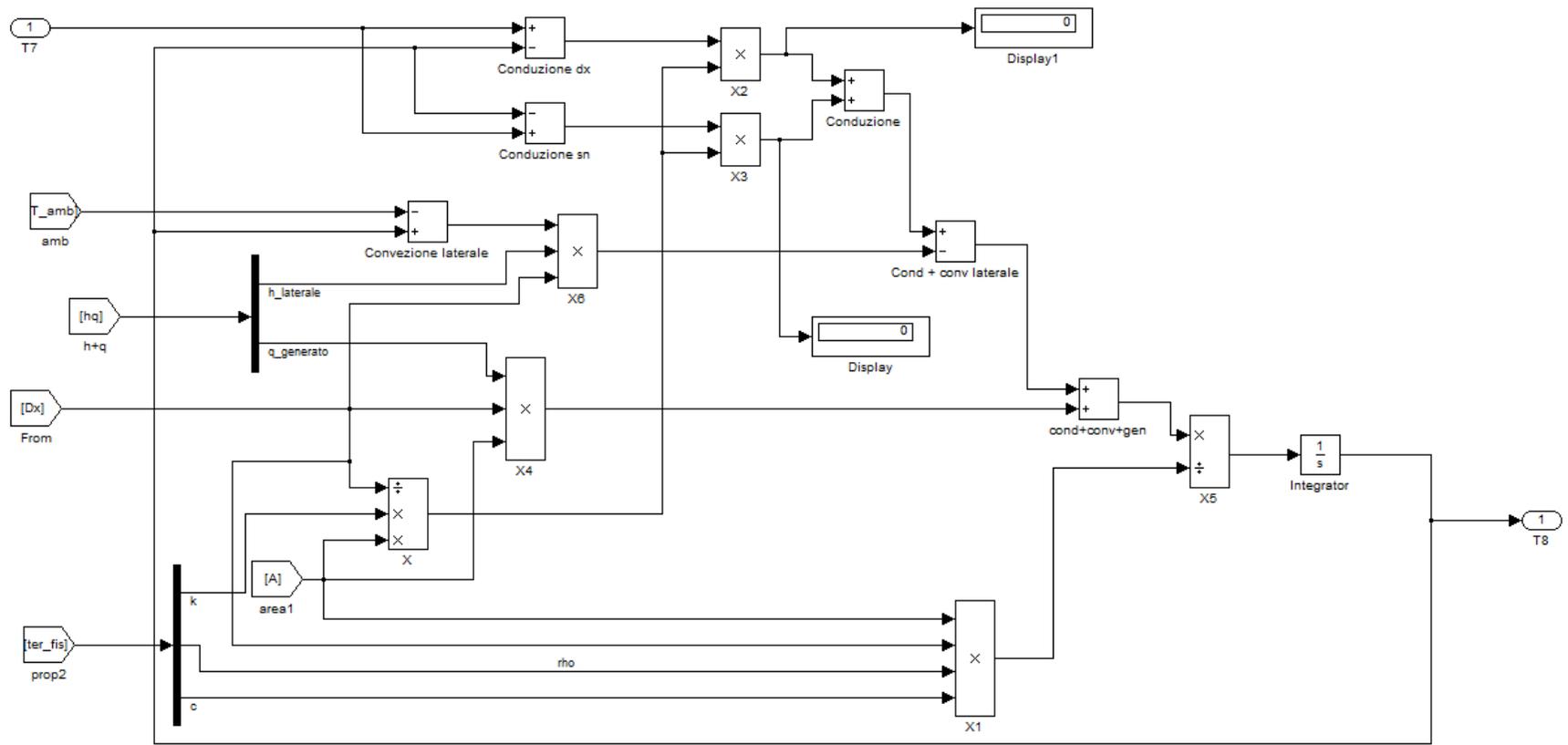


Figura 26 Circuito Simmetria laminato

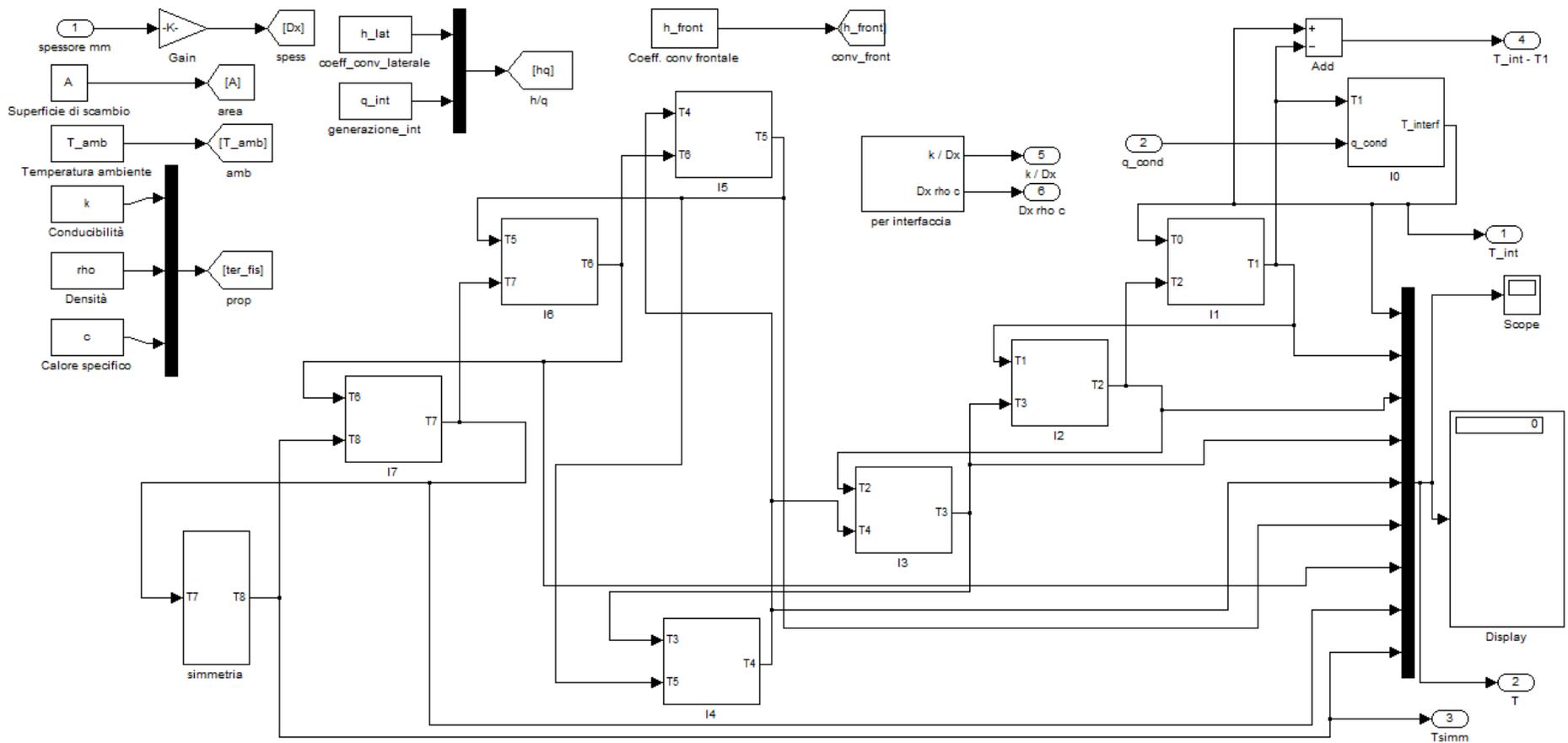


Figura 27 Circuito finale laminato

2.3.2 Cuscino

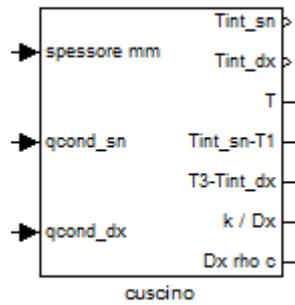


Figura 28 Blocco cuscino

La configurazione del cuscino può essere applicata anche nello studio dell'inox e del vassoio; come esempio si considera il cuscino suddiviso in quattro parti:

$$\Delta x = \frac{\text{spessore}_{\text{cuscino}}}{4}$$

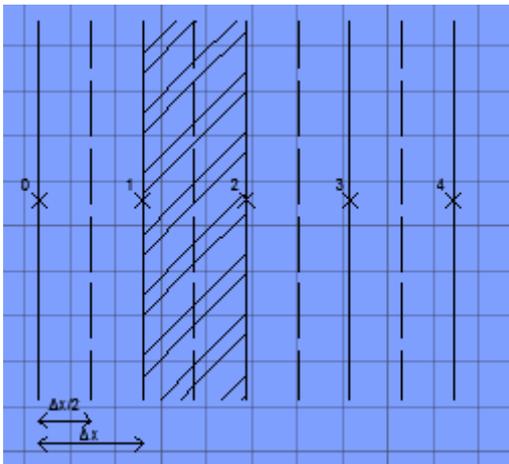


Figura 29 Schema cuscino

La sezione 0 rappresenta il contatto del cuscino con il vassoio mentre la sezione 4 rappresenta il contatto del cuscino con l'inox.

I circuiti di Simulink costruiti per il laminato centrale si utilizzano anche per il cuscino, l'inox e il vassoio a condizione che vengano apportate alcune modifiche:

1. Non essendoci una reazione chimica si elimina il termine relativo alla generazione di calore;
2. Si inserisce un secondo termine relativo all'interfaccia;
3. Si elimina il termine relativo alla simmetria.

Generalizzando il problema si possono scrivere le equazioni che descrivono lo scambio termico per tre casi differenti:

Caso N°1 Cuscino con $1 \leq m \leq 3$

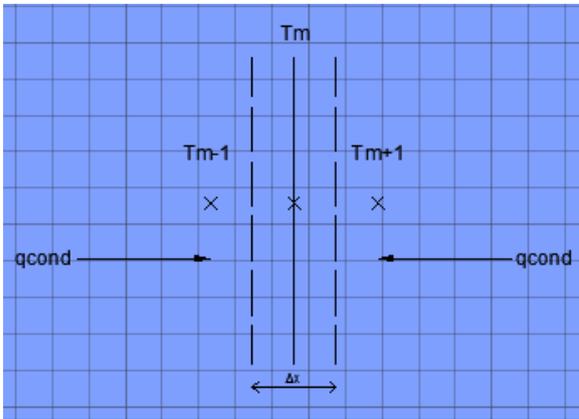


Figura 30 Schema cuscino con $1 < m < 3$

In questo caso sono presenti i contributi relativi alla:

- Conduzione tra m-1 e m
- Conduzione tra m e m-1
- Convezione con l'ambiente esterno

Si effettua il bilancio delle potenze termiche entranti ed uscenti nell'elementino di spessore Δx :

$$\frac{k A (T_{m-1} - T_m)}{\Delta x} + \frac{k A (T_{m+1} - T_m)}{\Delta x} - h L \Delta x (T_m - T_A) = \rho A \Delta x c \frac{dT_m}{d\tau}$$

Caso N°2 Interfaccia vasoio-cuscino (cuscino m=0)

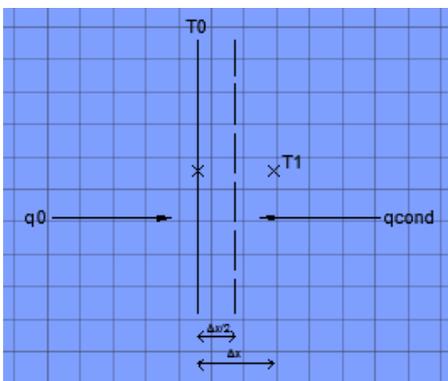


Figura 31 Schema Interfaccia vasoio-cuscino

In questo caso sono presenti i contributi relativi alla:

- Conduzione tra l'interfaccia e $m=1$
- Convezione con l'ambiente esterno
- Potenza termica entrante all'interfaccia

Si effettua il bilancio delle potenze termiche entranti ed uscenti nell'elemento di spessore $\Delta x/2$:

$$q_0 A + \frac{k A}{\Delta x} (T_1 - T_0) - hL \frac{\Delta x}{2} (T_0 - T_A) = \rho A \frac{\Delta x}{2} c \frac{dT_0}{d\tau}$$

Caso N°3 Interfaccia cuscino-inox (cuscino $m=4$)

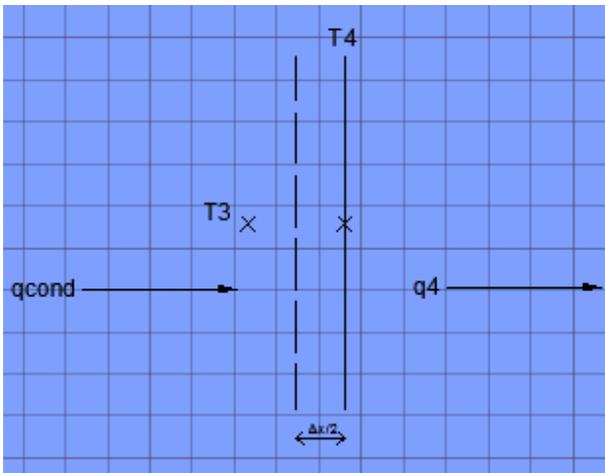


Figura 32 Schema Interfaccia cuscino-inox

In questo caso sono presenti i contributi relativi alla:

- Conduzione tra $m=3$ l'interfaccia
- Convezione con l'ambiente esterno
- Potenza termica entrante all'interfaccia

Si effettua il bilancio delle potenze termiche entranti ed uscenti nell'elemento di spessore $\Delta x/2$:

$$-q_4 A + \frac{k A}{\Delta x} (T_3 - T_4) - hL \frac{\Delta x}{2} (T_4 - T_A) = \rho A \frac{\Delta x}{2} c \frac{dT_4}{d\tau}$$

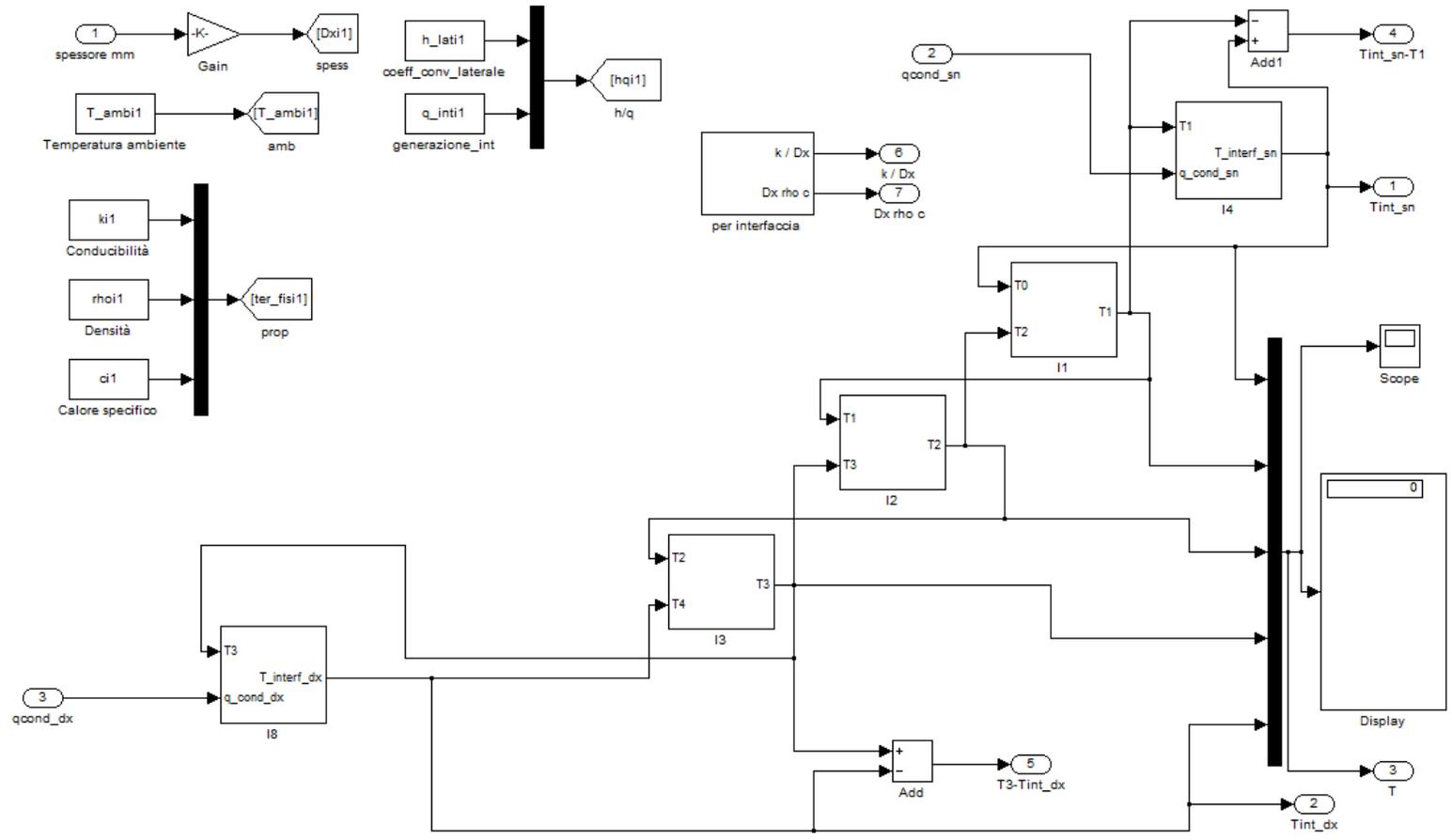


Figura 33 Schema finale cuscino

2.3.3 Blocco Interfaccia Inox-Laminato

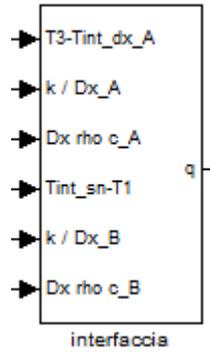


Figura 34 Blocco Interfaccia inox-laminato

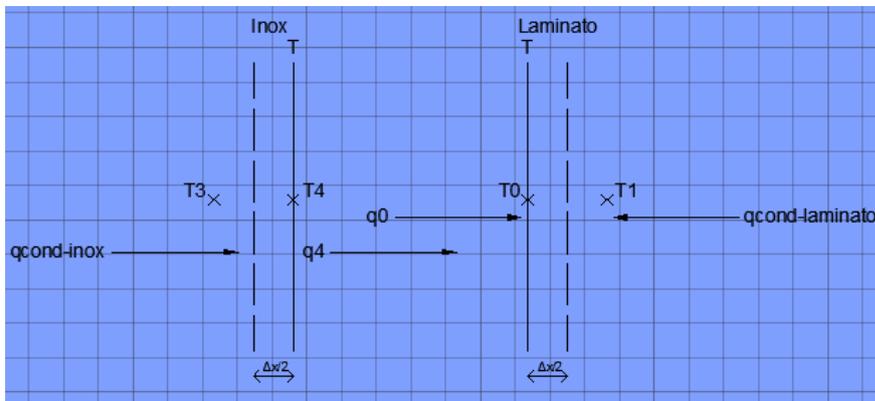


Figura 35 Schema Interfaccia inox-laminato

Si considerano i bilanci effettuati precedentemente:

$$-q_4 A + \frac{k A}{\Delta x} (T_3 - T_4) - hL \frac{\Delta x}{2} (T_4 - T_A) = \rho A \frac{\Delta x}{2} c \frac{dT_4}{d\tau}$$

$$q_0 A + \frac{k A}{\Delta x} (T_1 - T_0) + \dot{q} A \frac{\Delta x}{2} - hL \frac{\Delta x}{2} (T_0 - T_A) = \rho A \frac{\Delta x}{2} c \frac{dT_0}{d\tau}$$

Isolando la variazione di temperatura nel tempo le equazioni diventano:

$$\frac{-q_4}{\left(\rho \frac{\Delta x}{2} c\right)_{INOX}} + \frac{k_{INOX} (T_3 - T_4)}{\left(\Delta x \rho \frac{\Delta x}{2} c\right)_{INOX}} - \frac{hL (T_4 - T_A)}{(\rho A c)_{INOX}} = \frac{dT_4}{d\tau}$$

$$\frac{-q_0}{\left(\rho \frac{\Delta x}{2} c\right)_{LAM}} + \frac{k_{LAM} (T_1 - T_0)}{\left(\Delta x \rho \frac{\Delta x}{2} c\right)_{LAM}} + \frac{\dot{q}}{(\rho c)_{LAM}} - \frac{hL (T_0 - T_A)}{(\rho A c)_{LAM}} = \frac{dT_0}{d\tau}$$

Per poter risolvere le due equazioni occorre eseguire una semplificazione; si ipotizza la resistenza di contatto nulla.

Ora si introducono le condizioni al contorno che prevedono l'uguaglianza tra la potenza termica uscente dall'interfaccia inox e la potenza entrante all'interfaccia laminato; stessa valutazione per le temperature.

$$q_0 = q_4 \quad T_0 = T_4$$

Si possono ritenere simili i valori h della convezione sia per l'inox sia per il laminato quindi non si compie un errore rilevante omettere questi due termini nell'equazione di bilancio.

Si considera inoltre la potenza termica generata dalla reazione chimica della resina all'interno del laminato poco influente rispetto alle altre potenze in gioco.

Per semplificare i passaggi si introducono le variabili q e T generiche:

$$h = 0 \quad \dot{q} = 0 \rightarrow q_4 = q_0 = q \quad e \quad T_4 = T_0 = T$$

$$-qA + \frac{kA}{\Delta x}(T_{3INOX} - T) = \rho A \frac{\Delta x}{2} c \frac{dT}{d\tau}$$

$$qA + \frac{kA}{\Delta x}(T_{1LAM} - T) = \rho A \frac{\Delta x}{2} c \frac{dT}{d\tau}$$

Si considera la variazione $\frac{dT}{d\tau}$ uguale per i due casi:

$$\frac{-q}{(\rho\Delta xc)_{INOX}} + \frac{k_{INOX}(T_3 - T)}{(\Delta x^2 \rho c)_{INOX}} = \frac{-q}{(\rho\Delta xc)_{LAM}} + \frac{k_{LAM}(T_{1LAM} - T)}{(\Delta x^2 \rho c)_{LAM}}$$

E' ora possibile definire la dipendenza di q con T :

$$q = \frac{\frac{k_{INOX}(T_3 - T)}{(\Delta x^2 \rho c)_{INOX}} - \frac{k_{LAM}(T_{1LAM} - T)}{(\Delta x^2 \rho c)_{LAM}}}{\left(\frac{1}{(\Delta x \rho c)_{INOX}} + \frac{1}{(\Delta x \rho c)_{LAM}} \right)}$$

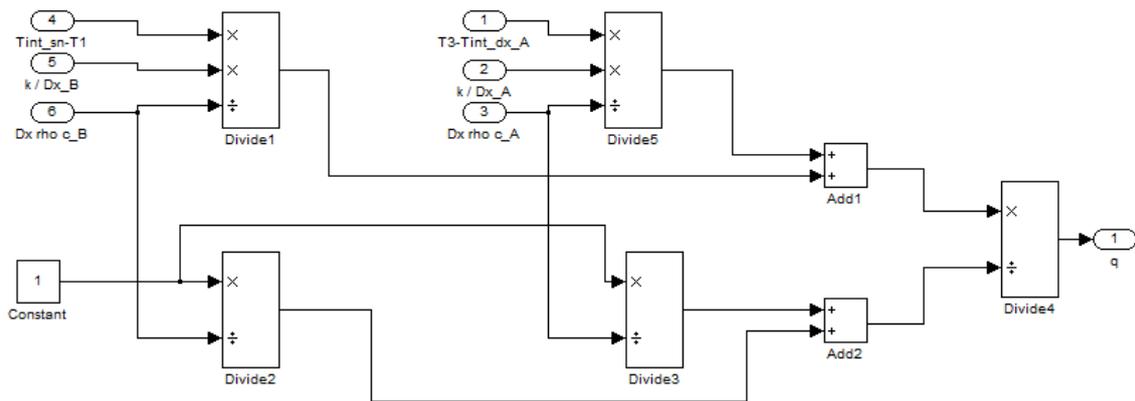


Figura 36 Circuito Interfaccia inox-laminato

2.3.4 Piastra

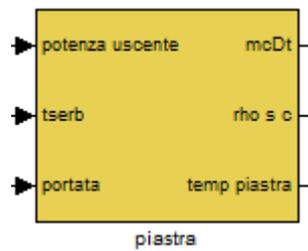


Figura 37 Blocco piastra

Di seguito è schematizzata una delle due piastre che compone il sistema, ovviamente i fori mostrano i canali interni dove scorre il fluido termovettore:

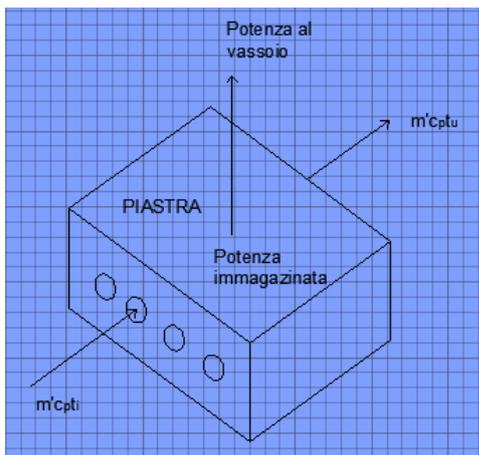


Figura 38 Schema piastra

In questo caso sono presenti i contributi relativi alla:

- Potenza termica entrante del fluido
- Potenza termica uscente del fluido
- Potenza termica fornita al vassoio

Durante la fase di riscaldamento o raffreddamento la potenza immagazzinata diventa un fattore rilevante; poiché la piastra possiede una propria capacità termica parte dell'energia ricevuta nell'unità di tempo viene trasferita al vassoio e parte viene immagazzinata. Nella fase di regime tutta la potenza in ingresso viene inviata al vassoio.

Nella progettazione si ipotizza la temperatura del fluido all'uscita dalla piastra pari alla temperatura della piastra stessa.

Effettuando il bilancio delle potenze termiche:

$$\dot{m}c_p (t_i - t_u) - \dot{q} A = \rho s A c_p \frac{dT_p}{d\tau}$$

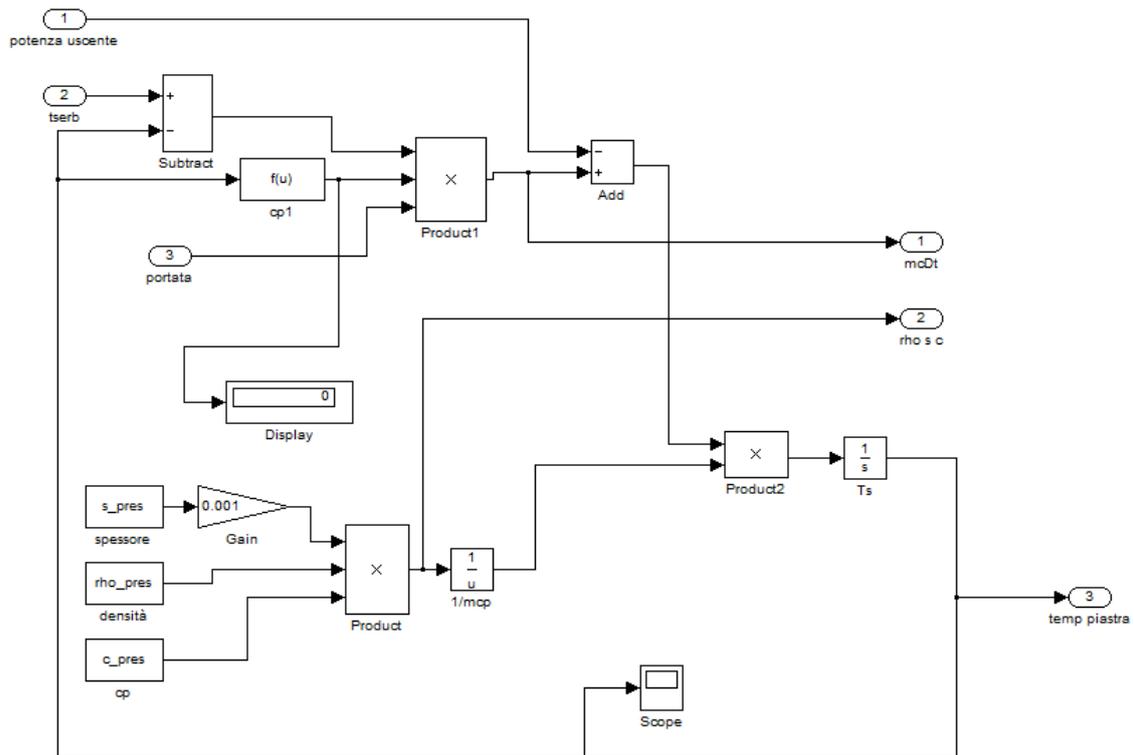


Figura 39 Circuito piastra

2.3.5 Blocco interfaccia piastra-vassoio

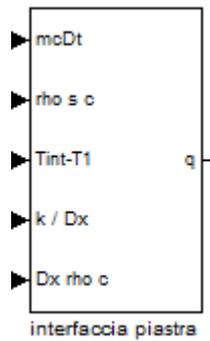


Figura 40 Blocco Interfaccia piastra-vassoio

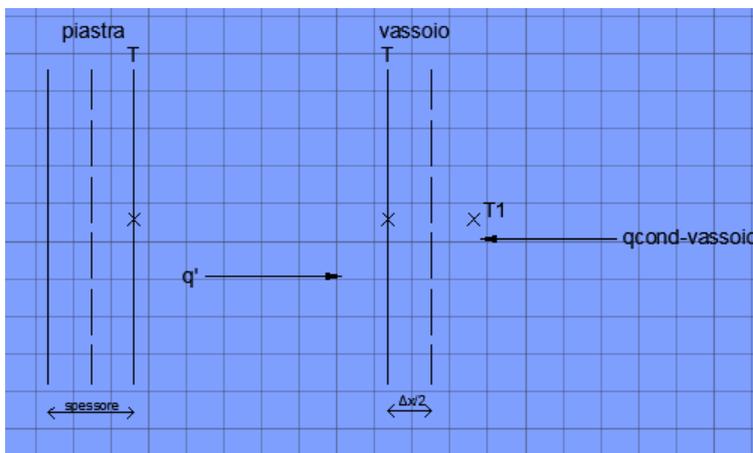


Figura 41 Schema Interfaccia piastra-vassoio

La piastra è ipotizzata essere un unico elemento di spessore s (non è suddivisa in elementi di larghezza Δx) mentre per il vassoio continuano a valere le considerazioni precedentemente descritte.

Si riprendono i bilanci svolti precedentemente e l'ipotesi formulata per il blocco interfaccia inox-laminato (resistenza di contatto nulla):

$$-\dot{q} A - \frac{\Delta x}{2} Lh(T - T_A) = \rho s A c \frac{dT}{d\tau}$$

$$\dot{q} A + \frac{k A}{\Delta x} (T_1 - T) - \frac{\Delta x}{2} Lh(T - T_A) = \rho \frac{\Delta x}{2} A c \frac{dT}{d\tau}$$

Semplificando:

$$\frac{-\dot{q}}{(\rho s c)_p} = \frac{dT}{d\tau}$$

$$\frac{\dot{q}}{\left(\rho c \frac{\Delta x}{2}\right)_v} + \frac{k}{\Delta x \left(\rho c \frac{\Delta x}{2}\right)_v} (T_1 - T) = \frac{dT}{d\tau}$$

Si considera la variazione $\frac{dT}{d\tau}$ uguale per i due casi:

$$\frac{\dot{q}}{\left(\rho c \frac{\Delta x}{2}\right)_v} + \frac{k}{\Delta x \left(\rho c \frac{\Delta x}{2}\right)_v} (T_1 - T) = -\frac{\dot{q}}{(\rho sc)_p}$$

E' ora possibile definire la dipendenza di q con T :

$$\dot{q} = \frac{\frac{k}{\Delta x \left(\rho c \frac{\Delta x}{2}\right)_v} (T_1 - T)}{\left(\frac{1}{(\rho sc)_p} + \frac{1}{\left(\rho c \frac{\Delta x}{2}\right)_v} \right)}$$

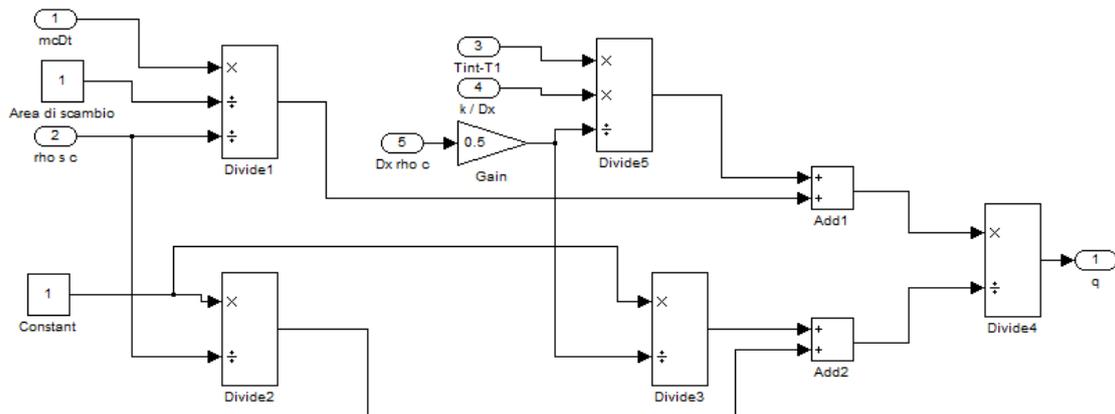


Figura 42 Circuito interfaccia piastra-vassoio

2.3.6 Blocco Serbatoio Caldo

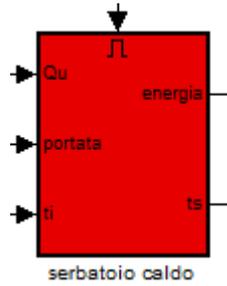


Figura 43 Blocco Serbatoio Caldo

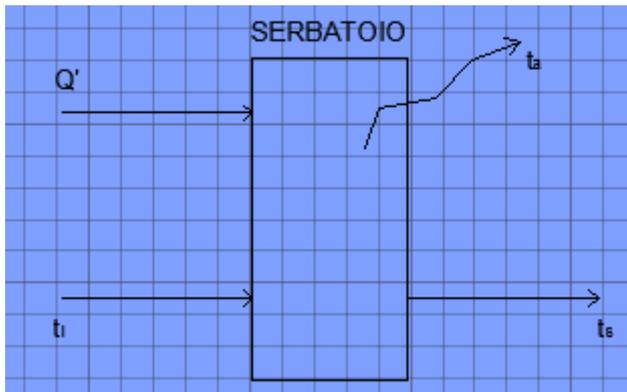


Figura 44 Schema Serbatoio Caldo

In questo caso sono presenti i contributi relativi alla:

- Potenza termica entrante proveniente dalla caldaia
- Potenza termica uscente dal serbatoio verso la piastra (immagazzinata nel fluido termovettore)
- Potenza termica entrante dalla piastra verso il serbatoio (immagazzinata nel fluido termovettore)
- Potenza dispersa nell'ambiente esterno

Si effettua il bilancio delle potenze termiche entranti ed uscenti nel serbatoio:

$$\dot{Q} - \dot{m}_A c_{p_A} (t_s - t_i) - US(t_s - t_a) = M_A c_{p_A} \frac{dt_s}{d\tau}$$

$$\frac{\dot{Q} - \dot{m}_A c_{p_A} (t_s - t_i) - US(t_s - t_a)}{M_A c_{p_A}} = \frac{dt_s}{d\tau}$$

U Coefficiente di scambio termico con l'ambiente esterno

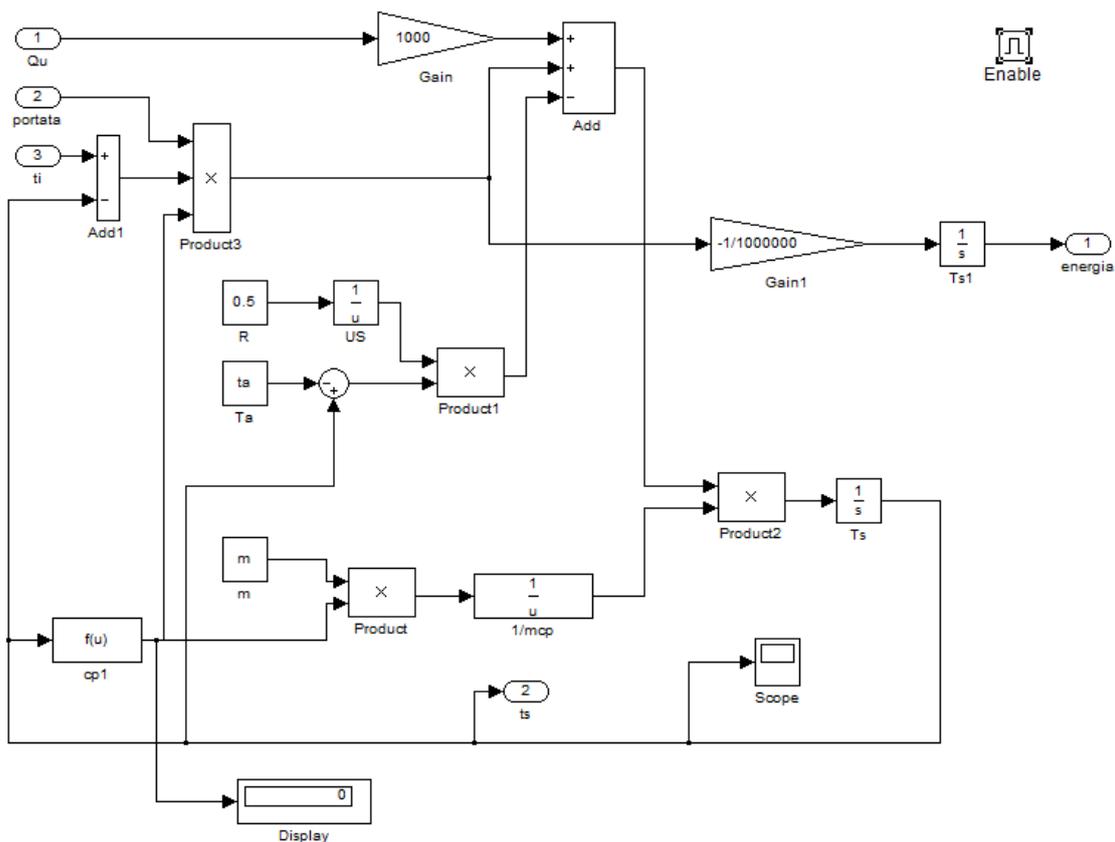


Figura 45 Circuito Serbatoio Caldo

2.3.7 Blocco Serbatoio Freddo

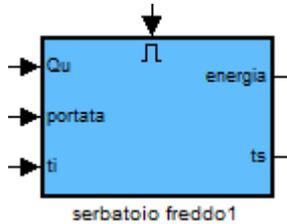


Figura 46 Blocco Serbatoio Freddo

Nel blocco serbatoio freddo si utilizza per semplicità lo stesso circuito del blocco serbatoio caldo ma deve essere apportata una modifica; la voce “potenza generatore” viene sostituita dal termine “potenza frigo” anche se non è presente nessuna macchina refrigerativa; quindi il valore della “potenza frigo” sarà nullo.

Si effettua il bilancio delle potenze termiche entranti ed uscenti nel serbatoio:

$$\frac{-\dot{m}_A c_{p_A} (t_s - t_i) - US(t_s - t_a)}{M_A c_{p_A}} = \frac{dt_s}{d\tau}$$

2.3.8 Blocco Riscaldamento Raffreddamento

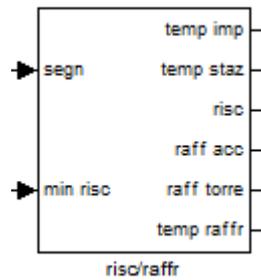


Figura 47 Blocco Riscaldamento Raffreddamento

Come affermato in precedenza la temperatura è un parametro fondamentale del processo, ma non è l'unico perché si devono ottimizzare i tempi di riscaldamento e raffreddamento del ciclo.

Per limitare i tempi di raffreddamento è stato inserito oltre al serbatoio freddo uno scambiatore di calore controcorrente.

Il blocco riscaldamento raffreddamento abilita il funzionamento sia del serbatoio sia dello scambiatore.

I parametri temporali da impostare in questo blocco sono due:

1. Tempo totale in regime stazionario (impostato 15 o 25 minuti) dopo il quale si apre il ricircolo del fluido termovettore con il serbatoio freddo;
2. Tempo di raffreddamento utilizzando il serbatoio freddo (impostato 10 minuti) dopo il quale si chiude il ricircolo del fluido termovettore con il serbatoio freddo e si apre la valvola del circuito con lo scambiatore di calore controcorrente.

Utilizzando il comando "Look Under Mask" si visualizza il contenuto:

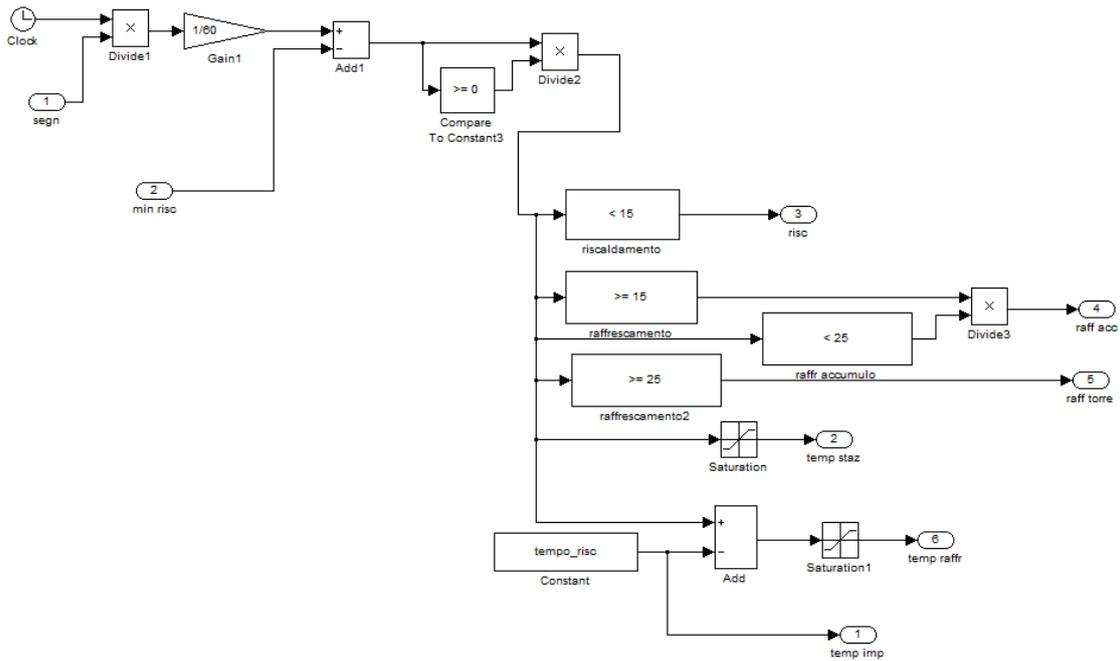


Figura 48 Circuito Riscaldamento Raffreddamento

Il valore 25 presente nel blocco raffrescamento2 si ricava sommando il tempo totale in regime stazionario e il tempo di raffreddamento utilizzando il serbatoio freddo.

2.3.9 Blocco Cross-Flow

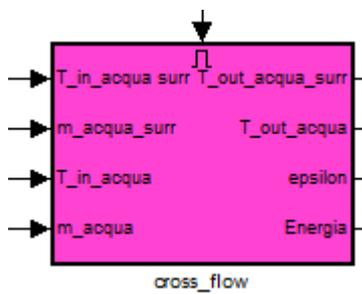


Figura 49 Blocco Cross-Flow

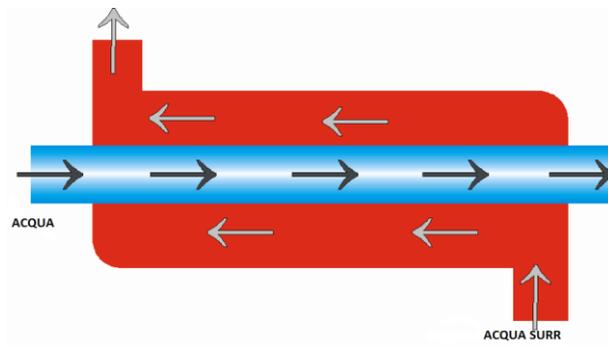


Figura 50 Scambiatore di calore controcorrente

Come può dedurre dal nome, questo blocco rappresenta uno scambiatore di calore.

I dati in ingresso sono visualizzati nella parte sinistra del blocco mentre i dati in uscita nella parte destra.

Si impostano i “Block Parameters”: la superficie di scambio 10 m^2 e il coefficiente globale di scambio termico $1000 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Per dimensionare gli scambiatori di calore, o per poter scegliere lo scambiatore sul mercato, vi sono due metodi:

I. Metodo LMTD (differenza di temperatura media logaritmica)

Si basa sulla determinazione della differenza media logaritmica di temperatura (ΔT_{ml}). Questo metodo permette di definire la dimensione adatta dello scambiatore, note che siano le portate e le temperature di ingresso e di uscita;

II. Metodo ε -NTU

Si basa sulla determinazione dell'efficacia ε e sul valore del parametro NTU.

Questo metodo permette di determinare la potenza termica scambiata e le temperature di uscita dei fluidi dei quali siano note le portate e la temperatura di ingresso, quando siano definite la tipologia e le dimensioni dello scambiatore.

Devono essere effettuate delle ipotesi preliminari per semplificare il dimensionamento:

- a. Condizioni di stazionarietà (portate e velocità dei fluidi costanti nel tempo);
- b. Energia cinetica e potenziale trascurabili;
- c. I calori specifici dei fluidi possono essere considerati costanti e pari ad un valore medio calcolato alla temperatura dei due fluidi;
- d. Conduzione di calore solo in direzione radiale.

Si introducono le grandezze:

$$\dot{m} = \text{portata in massa} \left(\frac{kg}{s} \right)$$

$$c_p = \text{calore specifico a pressione costante} \left(\frac{J}{kgK} \right)$$

$$T = \text{temperatura del fluido} (K)$$

$$C = \dot{m} \cdot c_p = \text{portata termica} \left(\frac{J}{sK} \right)$$

Si calcola la potenza termica dei fluidi (caldo e freddo) che per le ipotesi fatte deve essere uguale:

$$\dot{Q}_f = C_f (T_{f,u} - T_{f,e})$$

$$\dot{Q}_c = C_c (T_{c,u} - T_{c,e})$$

$$\dot{Q}_f = \dot{Q}_c = Q$$

Nel caso in esame si è applicato il Metodo ε -NTU che si basa su un parametro adimensionale chiamato “efficacia dello scambiatore di calore” ε definito dalla relazione:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}}$$

dove:

- \dot{Q} è la potenza termica effettivamente scambiata dallo scambiatore
- \dot{Q}_{\max} è la massima potenza termica teoricamente scambiabile

$$\dot{Q} = C_f (T_{f,u} - T_{f,e}) = C_c (T_{c,u} - T_{c,e})$$

Frequentemente $c_f \neq c_c$ e quindi la massima potenza termica teoricamente scambiabile in uno scambiatore di calore è data dalla più piccola delle due capacità termiche moltiplicata per il salto di temperatura più grande:

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min} (T_{c,e} - T_{f,e})$$

La conoscenza dell’efficacia dello scambiatore rende quindi possibile il calcolo della potenza termica effettivamente scambiata senza dovere determinare le temperature di uscita dei fluidi caldo e freddo:

$$\dot{Q} = \varepsilon \cdot \dot{Q}_{\max} = \varepsilon \cdot C_{\min} \cdot (T_{c,e} - T_{f,e})$$

Il valore dell’efficacia ε dipende dalla geometria dello scambiatore stesso e dalla sua tipologia; si può trovare sulle tabelle ma si può determinare anche analiticamente.

Si considera l’equazione precedente per il caso dello scambiatore a doppio tubo equicorrente:

$$\ln \left(\frac{T_{c,u} - T_{f,u}}{T_{c,e} - T_{f,e}} \right) = -UA \left(\frac{1}{\dot{m}_c c_{p,c}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{p,f}} \right)$$

$$\ln \left[1 - \frac{(T_{f,u} - T_{f,e})}{(T_{c,e} - T_{f,e})} \frac{C_f (T_{f,u} - T_{f,e})}{C_c (T_{c,e} - T_{f,e})} \right] = -\frac{UA}{C_f} \left(1 + \frac{C_f}{C_c} \right)$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{C_f (T_{f,u} - T_{f,e})}{C_{\min} (T_{c,e} - T_{f,e})} \rightarrow \frac{(T_{f,u} - T_{f,e})}{(T_{c,e} - T_{f,e})} = \varepsilon \frac{C_{\min}}{C_f}$$

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{\left[\frac{UA}{C_{\min}} \left(1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right) \right]}}{\left(1 + \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right)}$$

Nel caso dello scambiatore controcorrente la formula dell'efficacia diventa:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{\left[\frac{UA}{C_{\min}} \left(1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right) \right]}}{1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} e^{\left[\frac{UA}{C_{\min}} \left(1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right) \right]}}$$

Le relazioni che permettono di calcolare l'efficacia ε per gli scambiatori di calore in generale includono tutte:

- Una quantità adimensionale chiamata rapporto di capacità C_r o C :

$$C_r = C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad 0 \leq C \leq 1$$

- Il gruppo adimensionale $\frac{UA}{C_{\min}}$ detto numero di unità di trasferimento NTU:

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} = \frac{UA}{(\dot{m}c_p)_{\min}}$$

Fissati i valori di U e di C_{\min} il valore di NTU è una misura della superficie di scambio termico A , vale a dire che più grande è NTU più grande è lo scambiatore

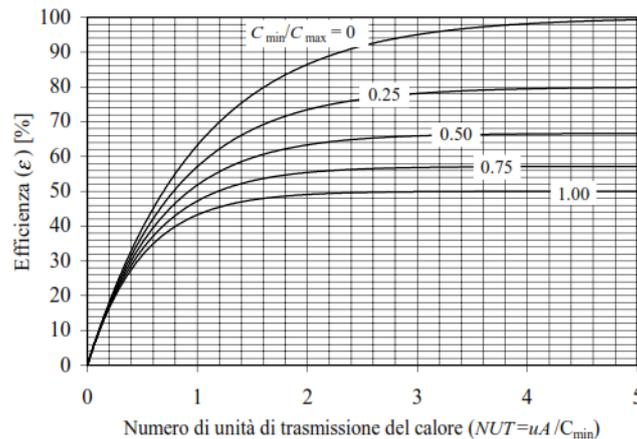


Figura 51 Efficienza di uno scambiatore di calore equicorrente

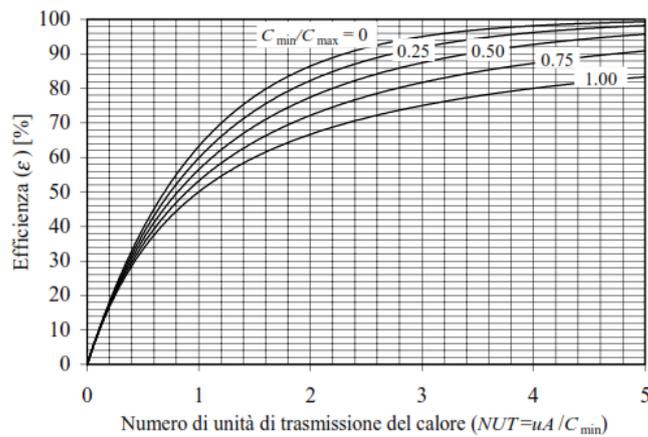


Figura 52 Efficienza di uno scambiatore di calore controcorrente

Geometria dello scambiatore	ε
Flusso parallelo in equicorrente	$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU(1+C_r)}}{1 + C_r}$
Flusso parallelo in controcorrente	$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU(1-C_r)}}{1 - C_r e^{-NTU(1-C_r)}}$
Scambiatori a fascio tubiero 1 passaggio nel mantello 2, 4, ... passaggi nei tubi	$\varepsilon_1 = 2 \left[\frac{1 + C_r + (1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}}}{1 - e^{-NTU(1+C_r^2)^{\frac{1}{2}}}} \right]^{-1}$
Scambiatori a fascio tubiero n passaggi nel mantello 2n, 4n, ... passaggi nei tubi	$\varepsilon = \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - 1 \right] \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - C_r \right]^{-1}$
Scambiatori a correnti incrociate non miscelate	$\varepsilon = 1 - e^{-\frac{NTU^{0,22} e^{-C_r NTU^{0,78}}}{C_r} - 1}$
Scambiatori a correnti incrociate miscelate	$\varepsilon = NTU \left(\frac{NTU}{1 - e^{-NTU}} + \frac{NTU C_r}{1 - e^{-NTU C_r}} - 1 \right)^{-1}$
Scambiatori a correnti incrociate con C_{\max} miscelato e C_{\min} non miscelato	$\varepsilon = \frac{1}{C_r} \left(1 - e^{-C_r(1-e^{-NTU})} \right)$
Scambiatori a correnti incrociate con C_{\max} non miscelato e C_{\min} miscelato	$\varepsilon = 1 - e^{-\frac{1-e^{-C_r NTU}}{C_r}}$
Tutti gli scambiatori in ebollizione o condensazione ($C_r = 0$)	$\varepsilon = 1 - e^{-NTU}$

Gli altri parametri calcolati sono:

$$E = \int \frac{C_{\min} \varepsilon (T_{in\ acqua} - T_{in\ acqua\ surr})}{10^6}$$

$$Q = \varepsilon C_{\min} (T_{in\ acqua} - T_{in\ acqua\ surr})$$

Utilizzando il comando “Look Under Mask” si visualizza il contenuto:

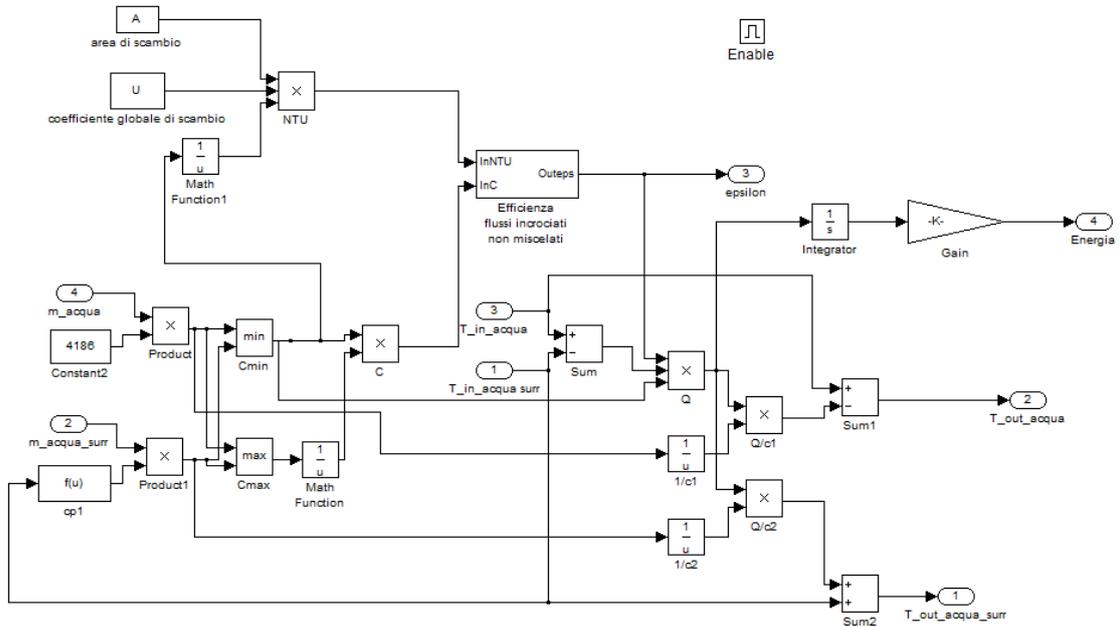


Figura 53 Circuito Cross-Flow

Come si può notare l’impianto prevede due modalità di raffreddamento che offrono due vantaggi differenti; l’utilizzo del serbatoio freddo consente di poter sfruttare il calore immagazzinato nel fluido termovettore (temperatura vicina ai 60 °C) per altre possibili applicazioni, mentre lo scambiatore di calore riduce il tempo di raffreddamento in modo da anticipare l’inizio di un nuovo ciclo di produzione.

3.RISULTATI E DISCUSSIONI

3.1 Visualizzazione dell'andamento delle variabili nel circuito durante le varie fasi del ciclo di produzione

Di seguito sono visualizzate in vari istanti temporali le immagini del circuito riferite alle fasi principali del ciclo di produzione durante la simulazione del funzionamento dell'impianto tramite Simulink.

Da un punto di vista termico le fasi principali sono quattro:

1. Riscaldamento
2. Stazionarietà
3. Raffreddamento per mezzo di un serbatoio freddo
4. Raffreddamento per mezzo di uno scambiatore di calore

Il tempo totale della simulazione è stato impostato pari 60 minuti; tale valore, corrisponde ai cicli normalmente impiegati per queste produzioni, comprende la durata delle fasi di riscaldamento, di stazionarietà e di raffreddamento.

Considerando le Fig.54-58 seguenti si può notare il blocco display riferito al laminato costituito da nove temperature; questo valore è legato alla suddivisione in otto parti del laminato.

Nel display del laminato la temperatura in alto è riferita alla sezione "interfaccia inox-laminato" mentre la temperatura in basso è legata alla sezione "simmetria".

Considerando il blocco display riferito al cuscino, il numero delle temperature diventa cinque perché la suddivisione del componente cuscino è stata effettuata in quattro parti.

La visualizzazione istantanea delle temperature durante il processo permette di avere sotto controllo lo sviluppo temporale della distribuzione della temperatura nelle zone di interesse, al fine di rilevare eventuali anomalie e di avere una indicazione immediata dell'evoluzione del processo.

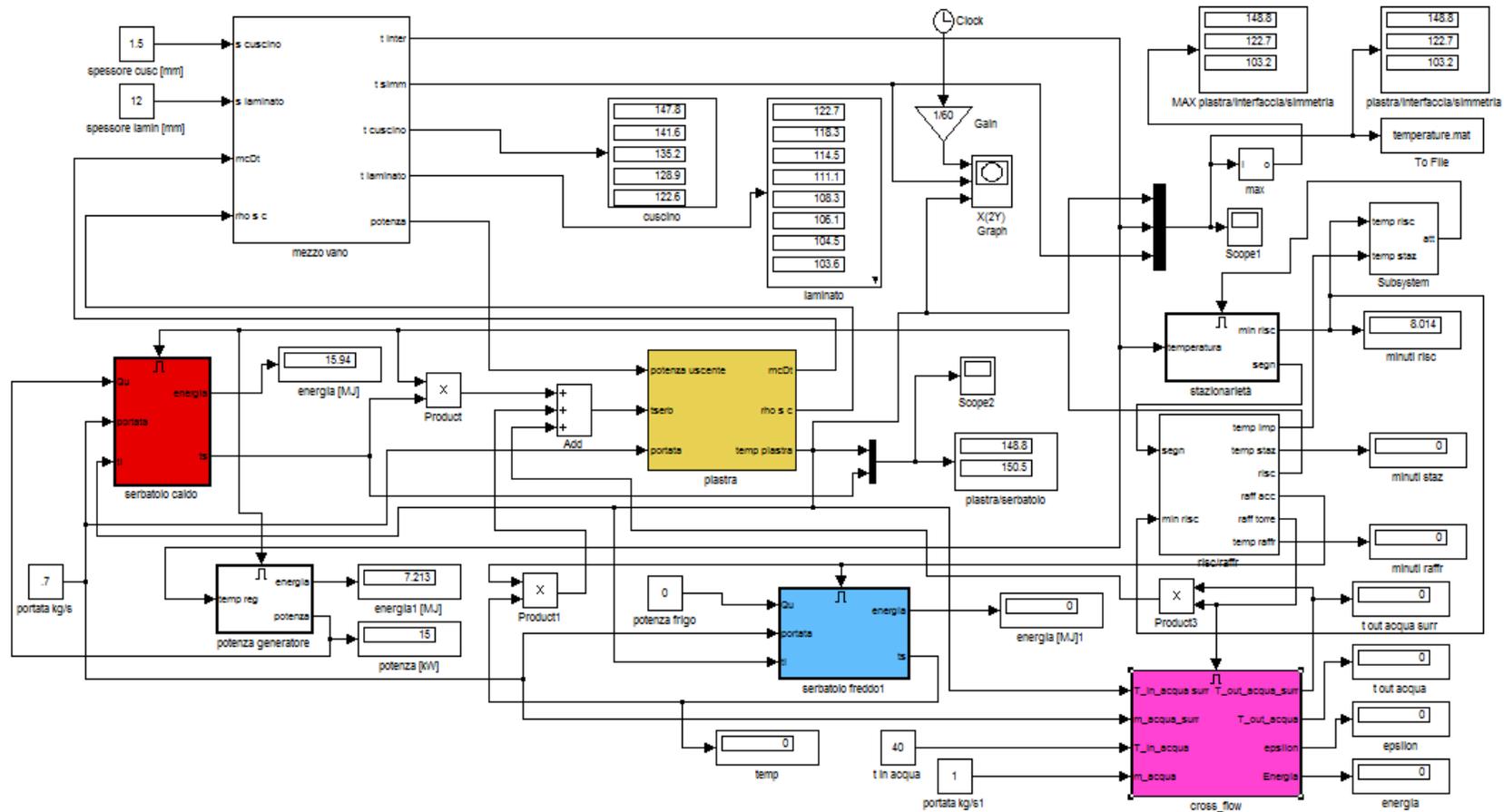


Figura 54 Riscaldamento

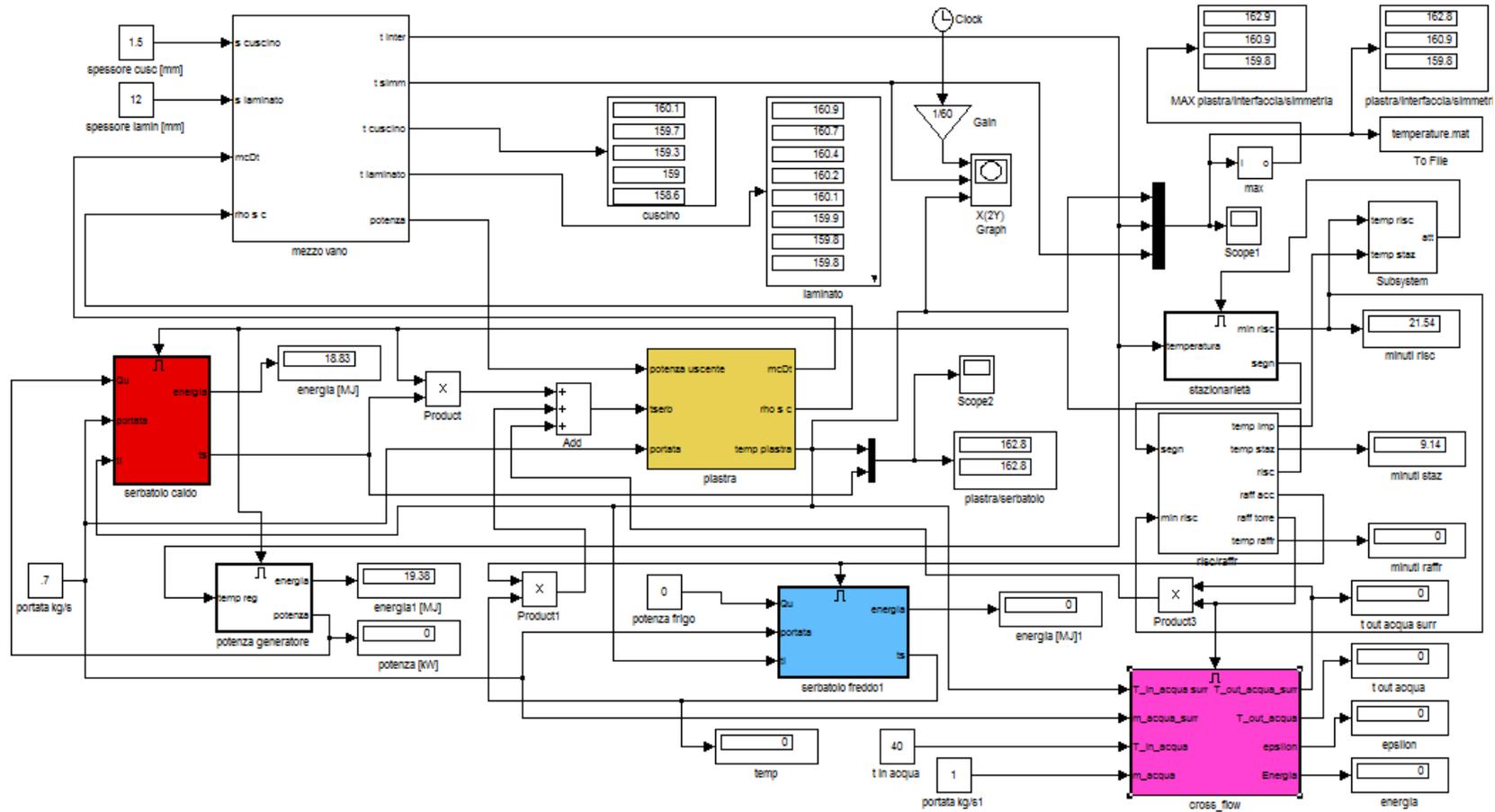


Figura 55 Stazionarietà

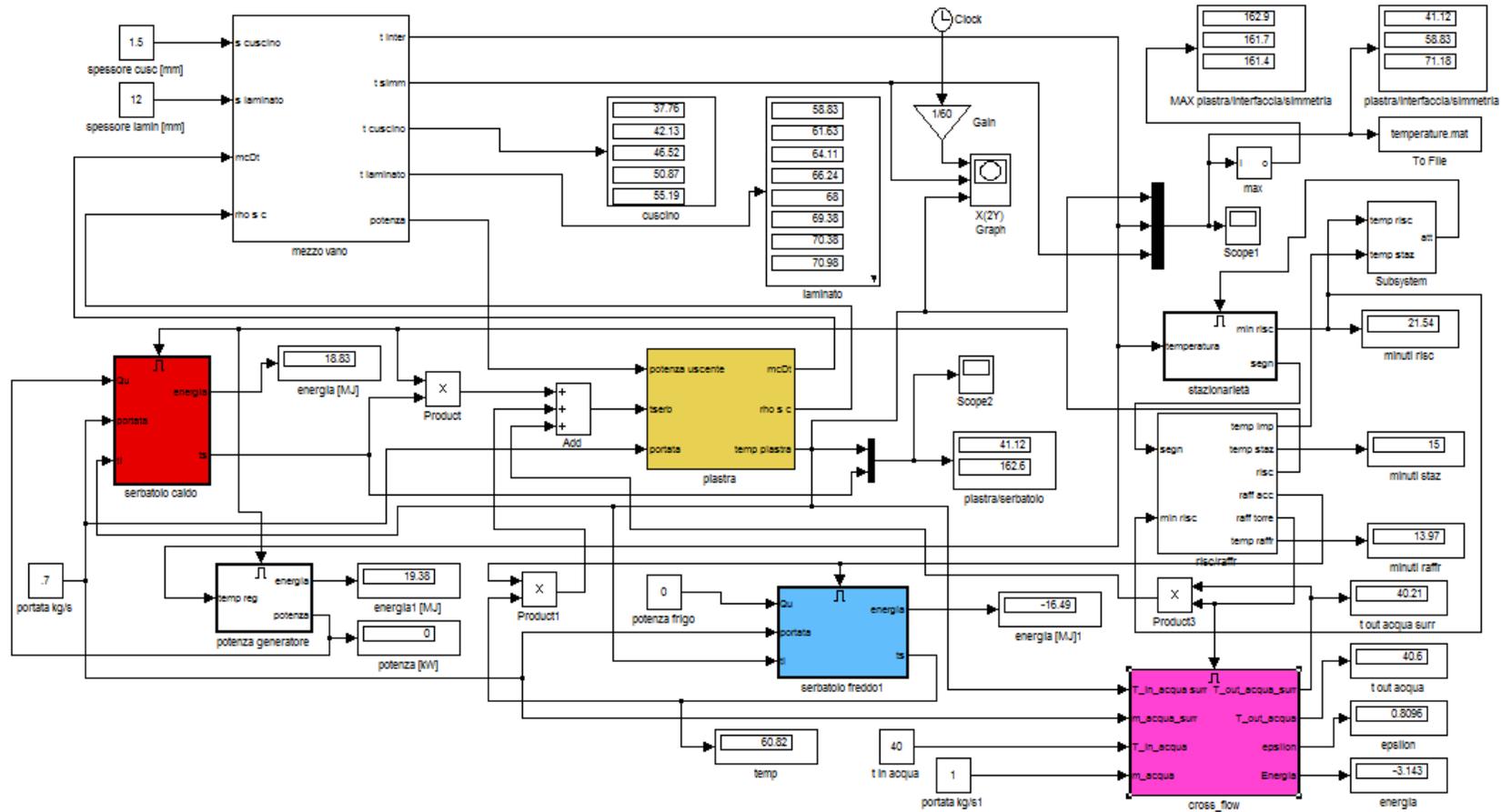


Figura 57 Raffreddamento per mezzo di uno scambiatore di calore

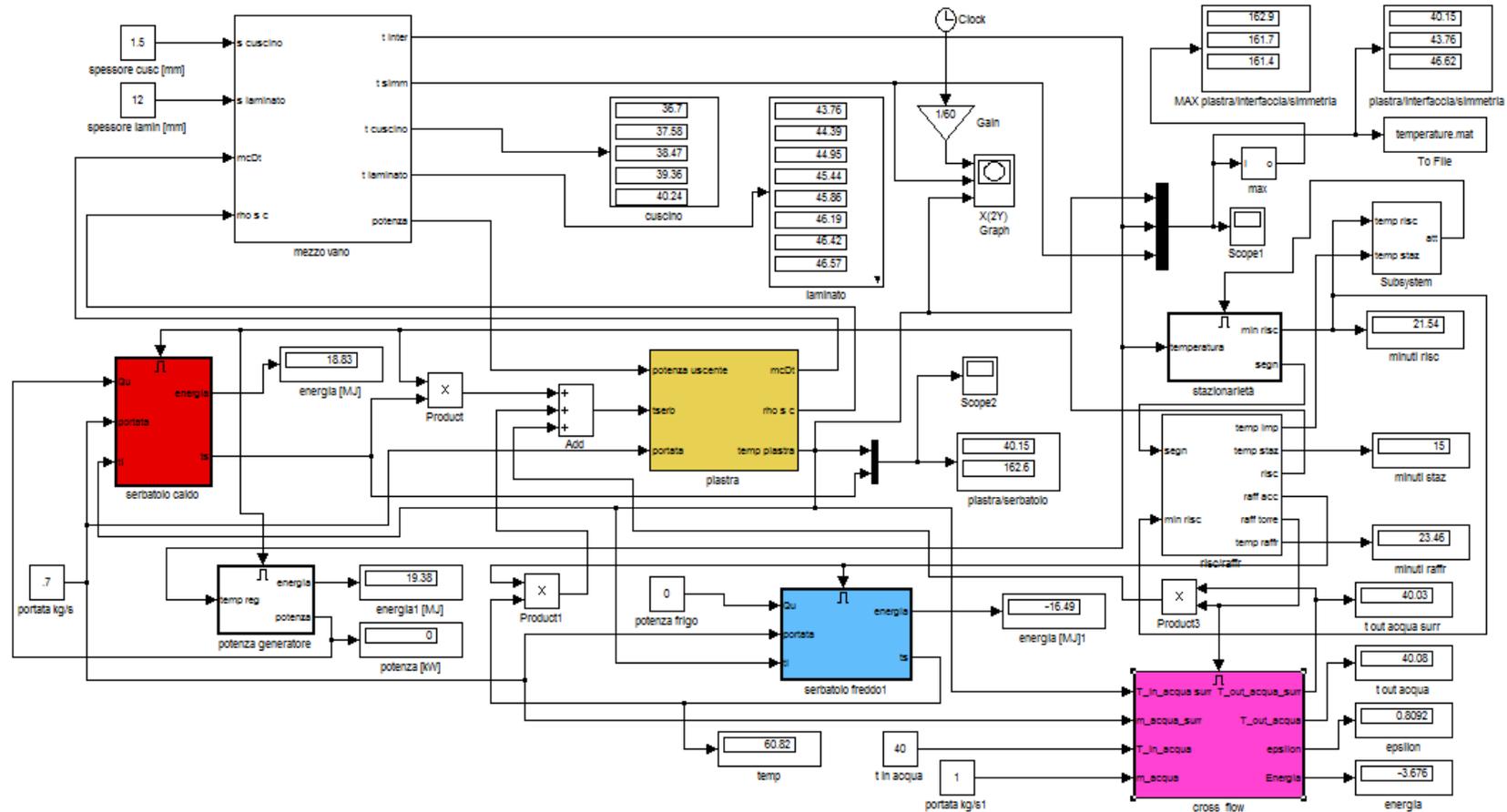


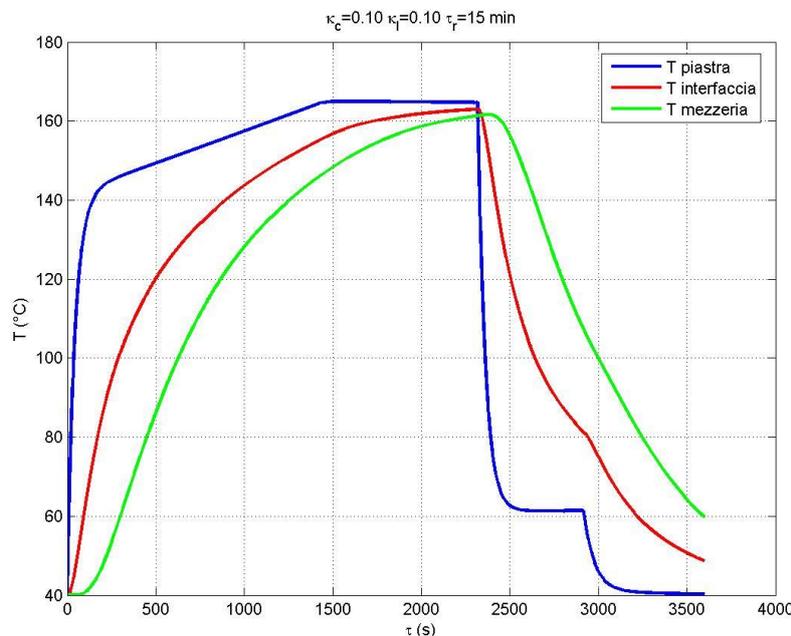
Figura 58 Fine ciclo

3.1.1 Andamento della temperatura piastra, della temperatura interfaccia e della temperatura mezzeria

Sono state avviate varie simulazioni che si differenziano per il tempo di stazionarietà e per le varie combinazioni di conducibilità.

Il tempo di stazionarietà è stato impostato pari a 15 e 25 minuti (per il secondo caso la durata del ciclo sarà uguale a 70 minuti).

Si analizzano nello specifico gli andamenti delle temperature nel caso di conducibilità del laminato e del cuscino pari a 0.10 W/mK con tempo di stazionarietà uguale a 15 minuti.



La temperatura della piastra subisce un incremento notevole fino a 140°C nei primi 150 secondi poi la pendenza della retta diminuisce; la spiegazione di questo fenomeno si riconduce al fatto che il flusso termico dapprima viene assorbito velocemente dalla piastra (data l'elevata conducibilità termica di quest'ultima) e successivamente si diffonde nel componente adiacente (vassoio).

Da notare che la temperatura della mezzeria non aumenta prima di 150 secondi in coerenza con il comportamento della piastra.

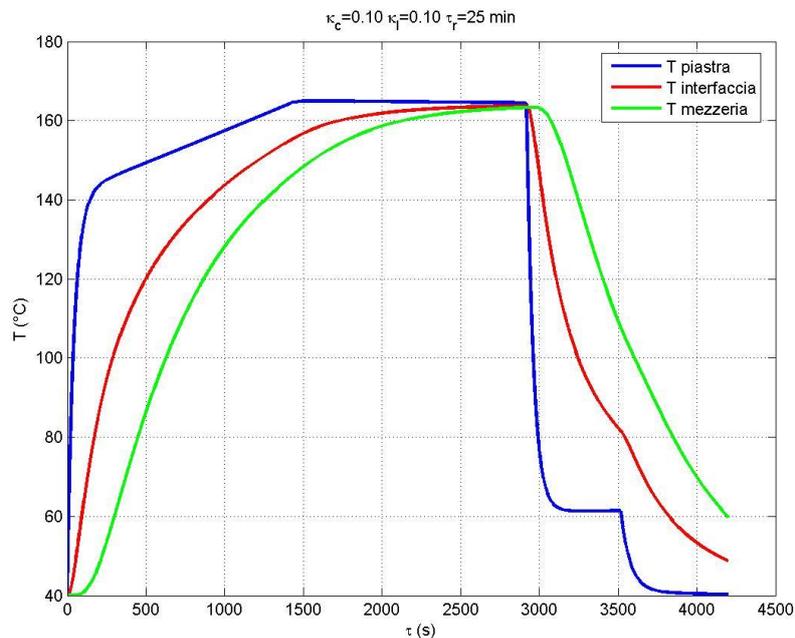
Si osserva che il raffreddamento della piastra è istantaneo a differenza di quello della mezzeria del laminato, quindi è presente un ritardo riconducibile alla diffusione termica. Ora si considerano, come elementi di paragone per valutare l'influenza del tempo di stazionarietà sulle temperature dei componenti del sistema le configurazioni seguenti:

Casi	k_{cuscino}	k_{laminato}	
010010	0,10	0,10	$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$
010018	0,10	0,18	$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$
012012	0,12	0,12	$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$
012018	0,12	0,18	$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$
014014	0,14	0,14	$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$
014018	0,14	0,18	$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$

Tabella 1 Nomenclatura dei sei casi analizzati

Il primo confronto viene effettuato variando il tempo di stazionarietà.

Confronto: Caso 010010t15 – Caso 010010t25

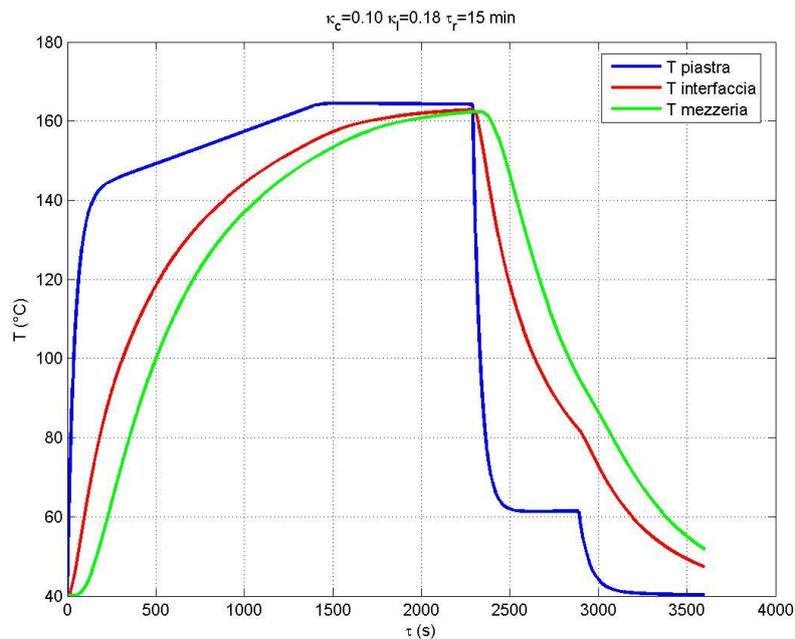


Si nota in entrambi i grafici che gli andamenti delle temperature nelle fasi di riscaldamento e raffreddamento sono uguali.

Dopo 3600 secondi la temperatura della mezzeria si attesta a 60 °C e se tale valore risulta troppo elevato si deve innalzare il tempo di raffreddamento.

Di seguito si analizza l'influenza delle conducibilità del cuscino e del laminato sulle temperature del sistema.

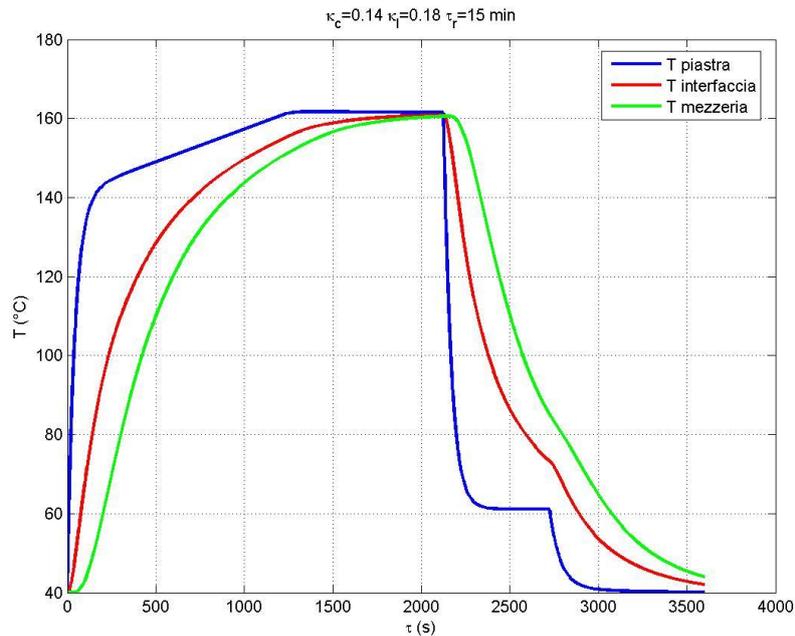
Confronto: Caso 010010t15 – Caso 010018t15



Aumentando la conducibilità del laminato a parità di conducibilità del cuscino si osserva che i salti di temperatura tra l'interfaccia e la mezzeria diminuiscono, inoltre si nota che l'andamento della temperatura della mezzeria risulta notevolmente influenzato durante le fasi di riscaldamento e di raffreddamento, raggiungendo rispettivamente valori più alti o più bassi d stesso arco temporale di riferimento.

La temperatura della mezzeria a fine ciclo risulta essere 52 °C.

Confronto: Caso 010018t15 – Caso 014018t15

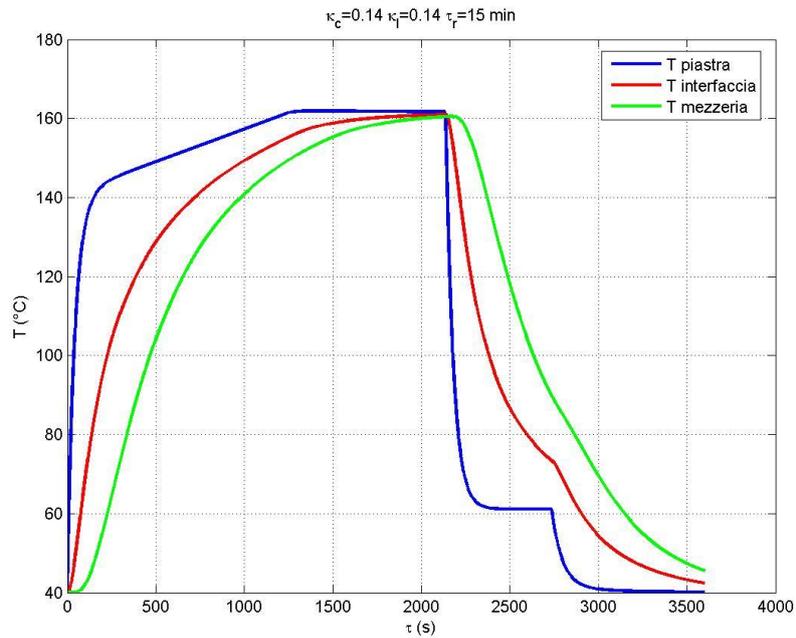


Incrementando la conducibilità del cuscino a parità di conducibilità del laminato si nota che la fase di stazionarietà viene anticipata di circa 200 secondi e che le temperature del sistema sono leggermente inferiori di circa 5 °C; questo fenomeno è causato dal minor isolamento della piastra.

In questa configurazione si riscontra che oltre della temperatura della mezzeria anche quella dell' interfaccia subisce una variazione rilevante causata dall'incremento dello scambio termico dovuto all'aumento della conducibilità del cuscino.

La fase di raffreddamento viene anticipata rispetto ai casi precedenti (con conducibilità termica minore) e le temperature finali sono significativamente più basse.

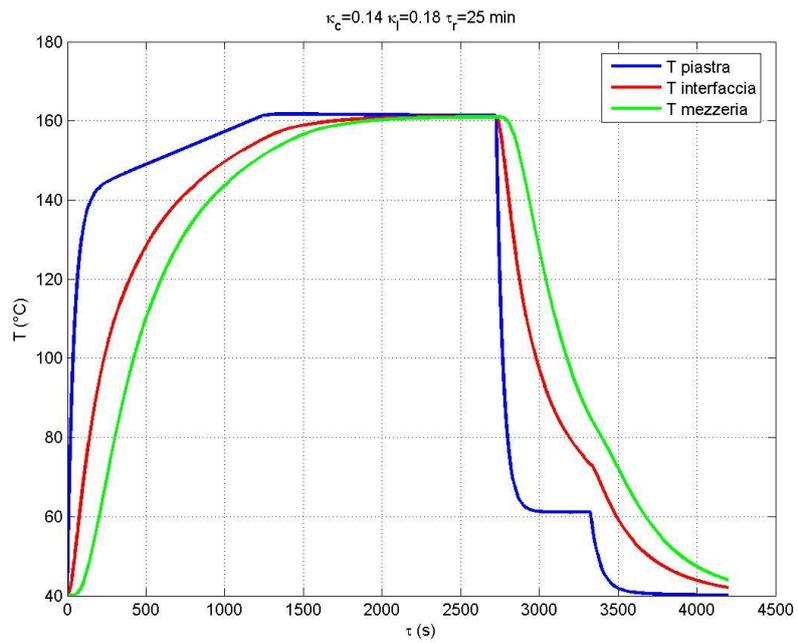
Confronto: Caso 010010t15 – Caso 014014t15



Incrementando le conducibilità del cuscino e del laminato le temperature del sistema risultano più uniformi, questo comportamento è sempre condizionato dall'aumento dello scambio termico.

Infine risulta interessante il caso con le conducibilità del cuscino pari a 0.14 W/mK e del laminato pari a 0.18 W/mK con il tempo di stazionarietà uguale a 25 minuti.

Si riscontra una sovrapposizione delle tre temperature in esame che nel caso di particolari esigenze termiche di reticolazioni può rivelarsi necessaria.



La tabella seguente riassume i parametri di processo impostati nei singoli blocchi di Simulink (dati iniziali) e le variabili di processo ricavabili dalle simulazioni, in funzione delle varie fasi del ciclo termico:

		Dati iniziali	Riscaldamento	Stazionarietà	Raff-serbatoio	Raff-scambiatore
Temperatura	°C					
Ambiente	°C	20				
Serbatoio caldo	°C	162.7	163.3	162.6		
Max-regolazione generatore	°C	155				
Min-regolazione generatore	°C	140				
Serbatoio freddo	°C	40			60.82	
Ingresso acqua scambiatore	°C	40				
Uscita acqua scambiatore	°C					40.1
Max Piastra	°C	40	162.2	162.1	61.1	40.2
Interfaccia vassoio-cuscino	°C	40	160.3	159.3	57.9	36.7
Interfaccia cuscino-inox	°C	40	153.7	158.9	73.4	40.2
Interfaccia inox-laminato	°C	40	155.0	161.7	76.9	43.8
Simmetria laminato	°C	40	150.7	161.4	89.3	46.6
Energia in uscita dal generatore	MJ		19.38			
Energia in uscita dal serbatoio caldo	MJ		18.68	18.83		
Energia in uscita dal serbatoio freddo	MJ				16.49	
Energia in uscita dallo scambiatore	MJ					3.67
Minuti	min		21.54	15	10	13.46
Portata fluido termovettore	Kg/s	0.7				
Portata acqua scambiatore	Kg/s	1				

Figura 59 Grandezze fisiche in funzione delle fasi di processo relative alla Caso 01010t15

3.2 Analisi delle grandezze fisiche da impostare durante le simulazioni

L'analisi delle grandezze fisiche da impostare nel sistema di produzione verrà svolta per la fase di riscaldamento del ciclo.

Come enunciato in precedenza gli elementi principali da considerare sono le conducibilità termiche che influenzeranno in modo più o meno rilevante gli scambi termici.

Grazie al blocco "To file" è possibile visualizzare in Matlab per via grafica i vari andamenti delle grandezze da impostare.

La prima fase prevede l'attribuzione di varie conducibilità termiche al cuscinio e al laminato a differenza di quelle degli altri componenti costitutivi (piastra, vassoio, inox) che si sono fissate.

Casi	k_{cuscinio}	k_{laminato}	
010010	0,10	0,10	$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$
010018	0,10	0,18	$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$
012012	0,12	0,12	$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$
012018	0,12	0,18	$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$
014014	0,14	0,14	$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$
014018	0,14	0,18	$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$

Tabella 2 Nomenclatura dei sei casi analizzati

Questa considerazione è motivata dal fatto che le resistenze termiche del cuscinio e del laminato non sono conosciute con precisione a priori (campo di variabilità), infatti per esempio la resistenza termica dello strato interposto tra il vassoio e la lastra inox comprende anche le resistenze termiche di contatto vassoio-cuscinio e cuscinio-inox che sono difficili da stimare.

E' necessario introdurre la seguente tabella che visualizza la differente nomenclatura tra i grafici (Matlab) e i circuiti (Simulink):

Grafico	Circuito	Grafico	Circuito	Grafico	Circuito	Grafico	Circuito
Vassoio		Cuscino		Inox		Laminato	
t ₁	Tint_sn (T0)	t ₆	Tint_sn (T0)	t ₁₁	Tint_sn (T0)	t ₁₆	Tint_sn (T0)
t ₂	T1	t ₇	T1	t ₁₂	T1	t ₁₇	T1
t ₃	T2	t ₈	T2	t ₁₃	T2	t ₁₈	T2
t ₄	T3	t ₉	T3	t ₁₄	T3	t ₁₉	T3
t ₅	Tint_dx (T4)	t ₁₀	Tint_dx (T4)	t ₁₅	Tint_dx (T4)	t ₂₀	T4
						t ₂₁	T5
						t ₂₂	T6
						t ₂₃	T7
						t ₂₄	Tsimm (T8)

Tabella 3 Differente nomenclatura tra i grafici di Matlab e i circuiti di Simulink

I parametri principali di analisi sono:

1. Temperatura massima;
2. Salto termico riferito alla coordinata spaziale, ossia la differenza tra la temperatura massima in una sezione del componente rispetto alla temperatura massima in un'altra sezione del componente calcolato al medesimo istante;
3. Variazione del salto termico nel tempo.

Si utilizzeranno frequentemente tre abbreviazioni principali:

T_{max} Temperatura massima

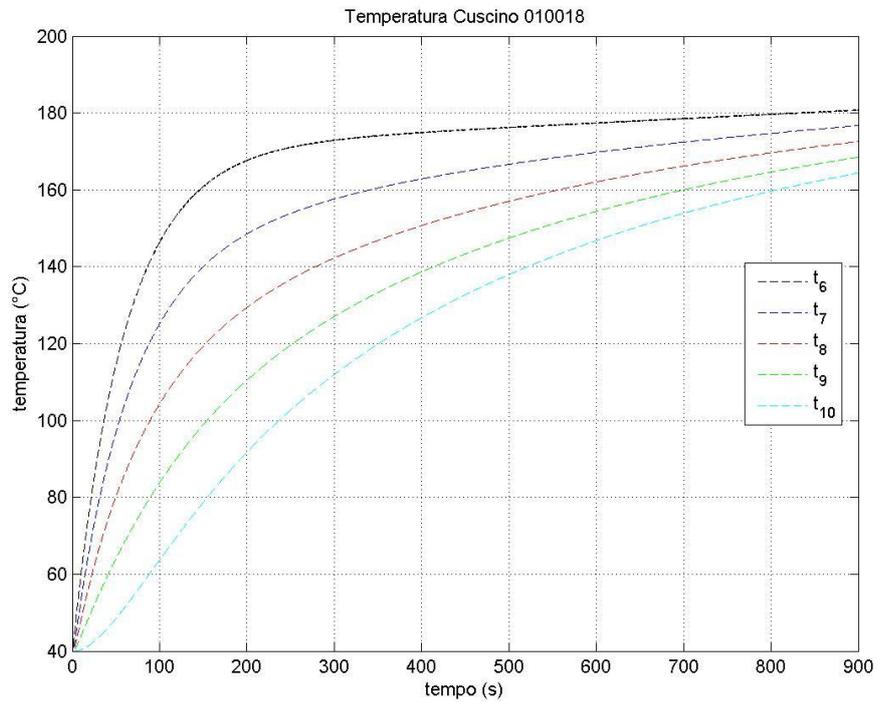
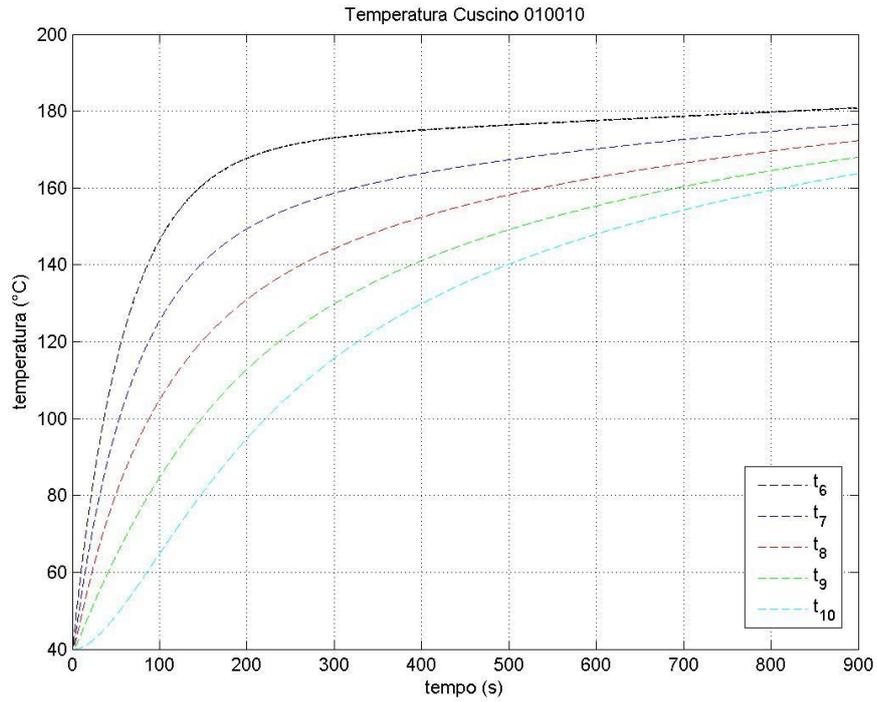
ΔT Salto termico

k Conducibilità termica

Verrà effettuato lo studio dei risultati forniti dalle simulazioni analizzando tre possibili configurazioni di confronto:

1. k cuscino fisso k laminato variabile
2. k cuscino variabile k laminato fisso
3. k cuscino variabile k laminato variabile

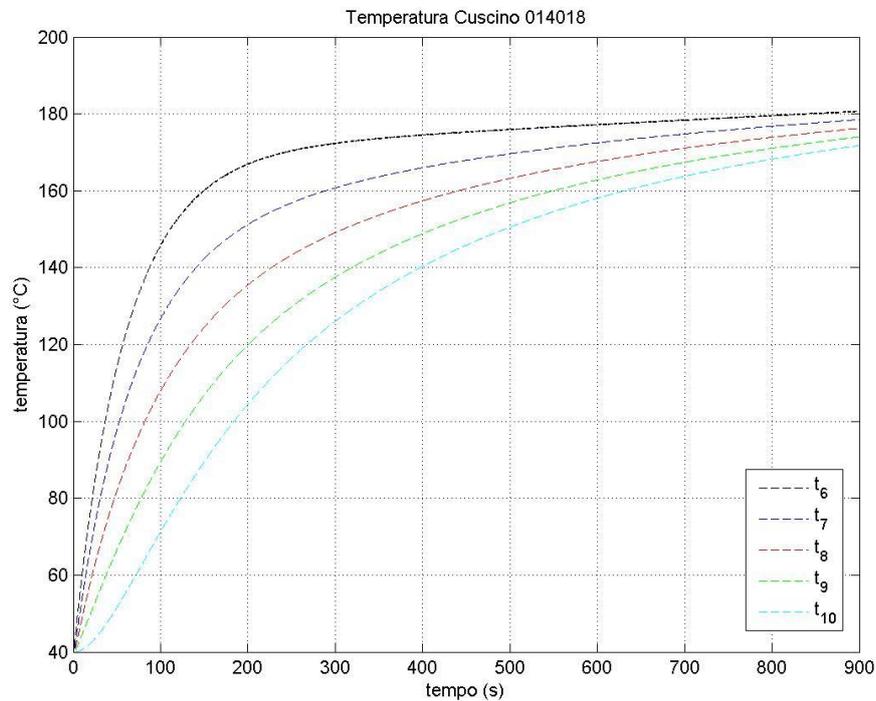
3.2.1 Cuscino: caso 010010 - caso 010018



Si osserva che nelle zone prossime all'interfaccia con il vassoio e all'interfaccia con l'inox le T_{\max} vicino sono molto simili e quindi anche i ΔT ; il laminato non influenza la distribuzione di temperatura del cuscino, come era da attendersi.

Il ΔT massimo si ottiene a circa 200 secondi.

3.2.2 Cuscino: caso 010018 - caso 014018

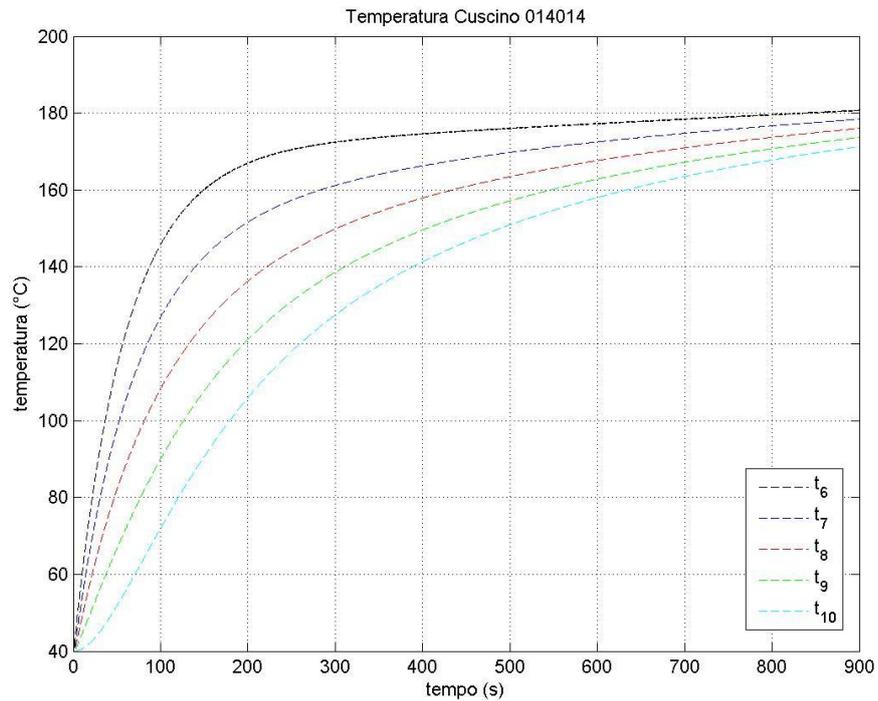


In questo caso la conducibilità del cuscino aumenta, quindi di conseguenza anche la temperatura all'interfaccia cuscino-lamiera di inox, mentre le temperature massime interfaccia vassoio-cuscino sono analoghe a prima

Questo fenomeno si può spiegare considerando il sistema piastra-cuscino-inox; se la conducibilità del cuscino aumenta si ha un incremento del flusso termico che porterà il cuscino “a saturare” in un periodo minore e quindi a raggiungere elevate temperature all'interfaccia.

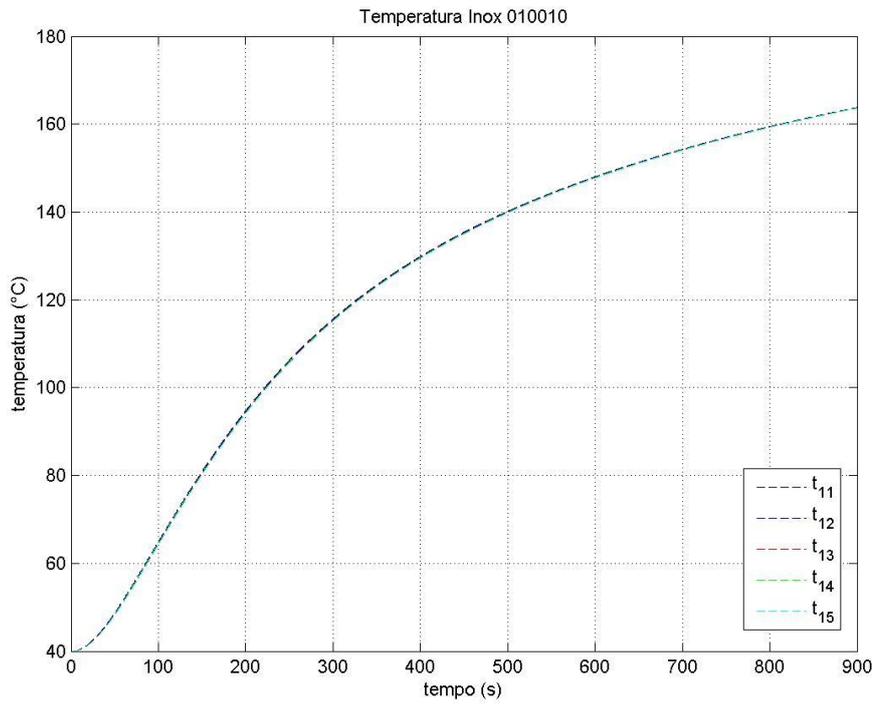
Il ΔT massimo è di entità analoga rispetto al confronto con il caso con la conducibilità termica del cuscino fisso, ma viene raggiunta dopo 100 secondi.

3.2.3 Cuscino: caso 010010 - caso 014014

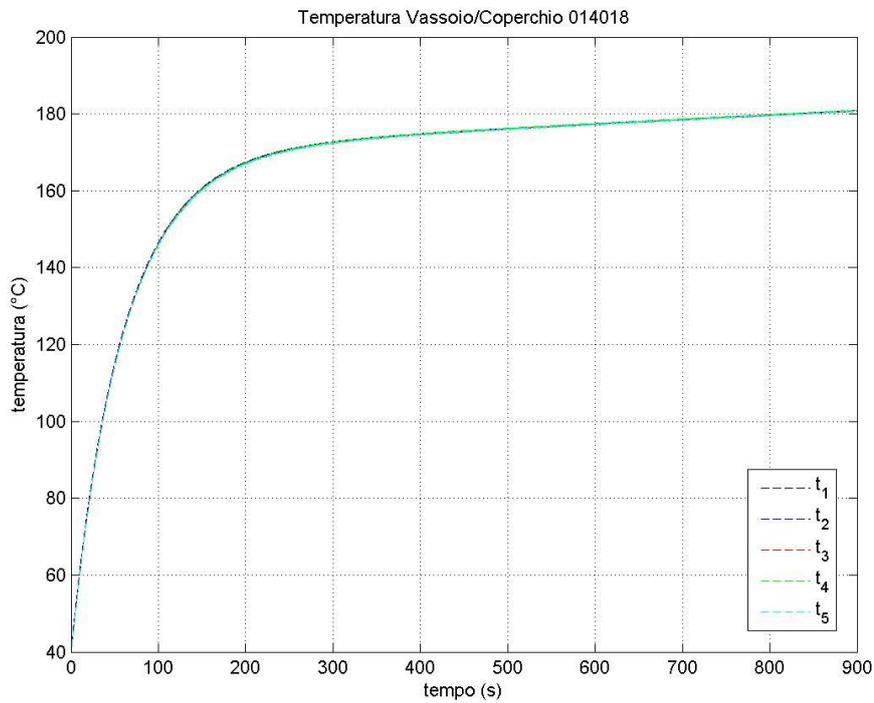


Anche in questo caso incrementando sia la conducibilità termica del cuscino che quella del laminato si rileva un andamento delle temperature analogo al caso 014018 coerentemente col fatto che l'incremento della conducibilità del laminato non influenza ciò che accade a monte di esso rispetto alla direzione di propagazione del flusso termico.

3.2.4 Inox



3.2.5 Vassoio/Coperchio



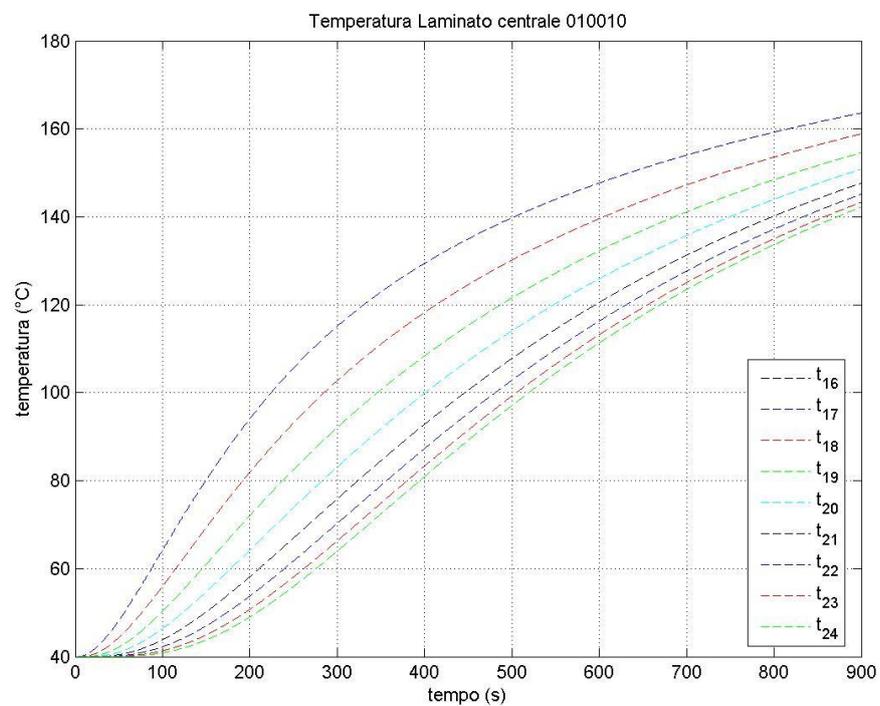
Considerando i componenti coperchio e inox si può affermare che il campo di variabilità delle temperature è notevolmente limitato, inoltre seppur in scala minore

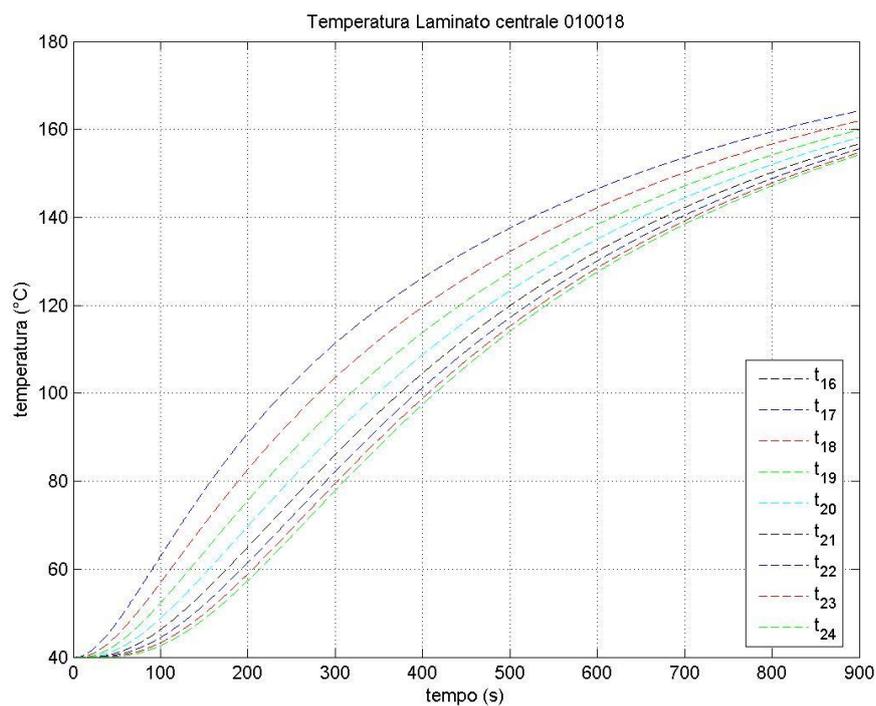
possono essere ritenuti validi i risultati e le osservazioni determinati nello studio del componente cuscino.

Questo è facilmente spiegabile in quanto le conducibilità termiche degli strati metallici sono di due ordini di grandezza superiori rispetto a quelle di cuscino e laminato e le capacità termiche inferiori.

Più complessa risulta l'analisi del laminato, infatti il comportamento di quest'ultimo è notevolmente influenzato da quello di uno dei componenti situati a monte, in particolare dal cuscino.

3.2.6 Laminato centrale: caso 010010 - caso 010018

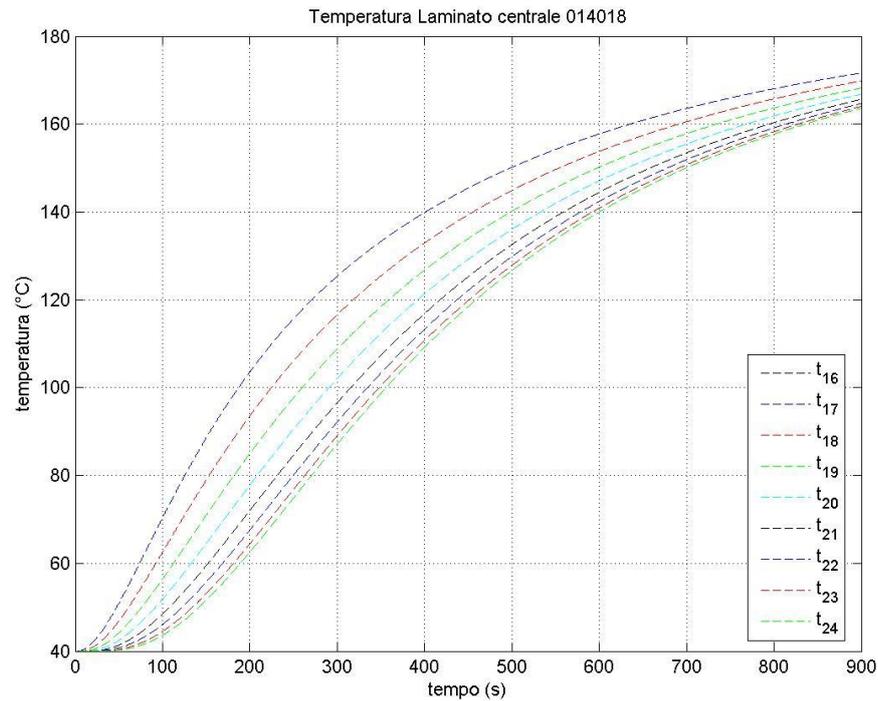




Aumentando la conducibilità del laminato si nota che le sezioni prossime alla mezzeria si trovano a temperature maggiori fino a circa 15 °C dopo 400 secondi, mentre per le sezioni vicine all'interfaccia con l'inox questo valore scende a 4 °C.

Il ΔT del laminato, fissata la conducibilità del cuscino, nel caso di conducibilità dello stesso pari a 0.18 W/mK sarà inferiore rispetto al caso con la conducibilità uguale a 0.10 W/mK.

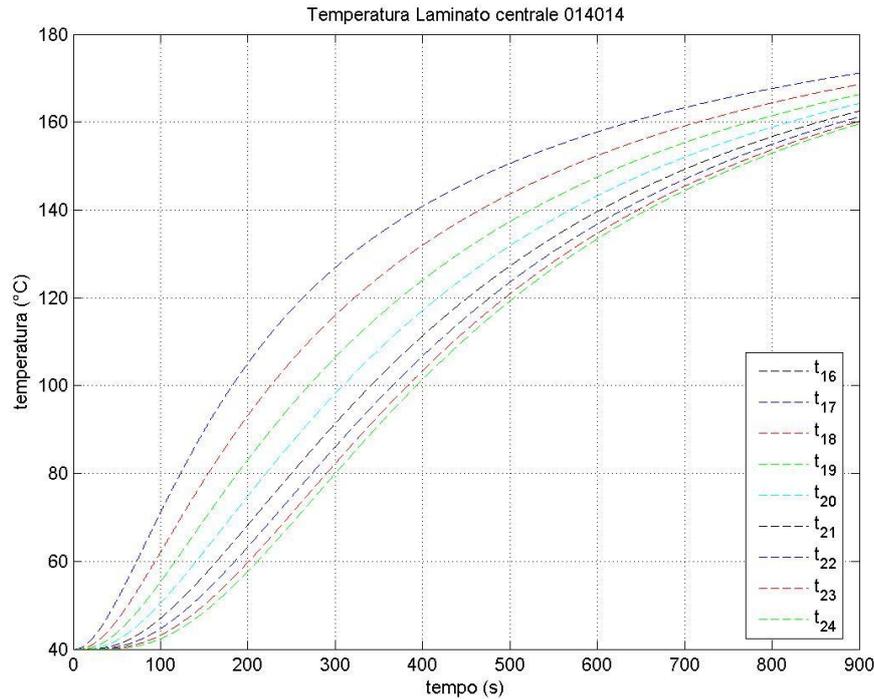
3.2.7 Laminato centrale: caso 010018 - caso 014018



Aumentando la conducibilità termica del cuscino si nota un incremento generale delle temperature che nelle sezioni prossime alla mezzeria si può stimare essere all'incirca 12 °C, mentre per le sezioni vicine all'interfaccia con l'inox aumenta leggermente fino a 14 °C.

La distribuzione di temperature risulta più disomogenea se la conducibilità del cuscino aumenta, rimanendo invariata la conducibilità termica del laminato.

3.2.8 Laminato centrale: caso 010010 - caso 014014



Aumentando le conducibilità del cuscino e del laminato si osserva dai grafici che le temperature delle sezioni vicine all'interfaccia con l'inox subiscono un innalzamento di temperatura di circa 11 °C, invece per le zone prossime alla mezzeria si ottengono 21 °C.

La distribuzione di temperature risulta più uniforme se entrambe le conducibilità crescono.

3.3 Analisi della distribuzione della temperatura nel laminato centrale in funzione delle coordinate temporali e spaziali.

Come spiegato in precedenza la metà del laminato centrale è suddivisa in otto parti. Per semplicità in questo paragrafo si farà riferimento alle coordinate spaziali metriche e dato che lo spessore della metà del laminato centrale è pari a 6 mm la suddivisione verrà effettuata in sei parti così da ottenere la distanza fra le sezioni pari a 1 mm.

La sezione 0 rappresenta l'interfaccia inox-laminato mentre la sezione 6 rappresenta la mezzeria.

Oltre a determinare il valore del salto termico in funzione delle conducibilità termiche risulta essenziale ricavare la distribuzione dello stesso al variare della coordinata temporale.

La tabella seguente mostra l'andamento delle temperature all'interfaccia inox-laminato e in mezzeria in funzione del tempo e rispetto ai sei casi in esame ottenuti dalla combinazione delle varie conducibilità termiche.

Casok010010					
Tempo		t ₀	t ₆	t ₀ -t ₆	
100	s	64.3	40.7	23.6	°C
300	s	115.1	63.1	51.9	°C
500	s	139.8	96.3	43.4	°C
700	s	154.0	122.9	31.1	°C
900	s	163.6	141.8	21.8	°C
Casok010018					
100	s	63.0	42.4	20.6	°C
300	s	111.3	77.3	34.0	°C
500	s	137.5	113.6	23.9	°C
700	s	153.6	138.2	15.5	°C
900	s	164.2	154.1	10.2	°C
Casok012012					
100	s	67.9	41.3	26.6	°C
300	s	121.5	71.3	50.2	°C
500	s	145.8	108.4	37.4	°C
700	s	159.3	134.8	24.4	°C
900	s	168.0	152.1	15.9	°C
Casok012018					
100	s	66.8	42.8	24.0	°C
300	s	119.0	82.2	36.8	°C
500	s	144.7	120.6	24.1	°C
700	s	159.4	144.8	14.6	°C
900	s	168.7	159.6	9.1	°C
Casok014014					
100	s	71.1	42.1	29.1	°C
300	s	126.8	79.2	47.6	°C
500	s	150.6	118.7	31.9	°C
700	s	163.3	144.1	19.2	°C
900	s	171.2	159.4	11.8	°C
Casok014018					
100	s	70.4	43.3	27.1	°C
300	s	125.3	86.5	38.8	°C
500	s	150.1	126.2	23.9	°C
700	s	163.6	149.8	13.7	°C
900	s	171.6	163.5	8.2	°C

Tabella 4 Distribuzione della temperatura nel laminato centrale in funzione delle coordinate temporali e spaziali

3.3.1 Confronto: caso 010010 - caso 010018

	k010010	k010018	
Max ΔT_{max}	51.9	34	°C
$\Delta T_{max}(100s)$	23.6	20.6	°C
$\Delta T_{max}(500s)$	43.4	23.9	°C
$\Delta T_{max}(900s)$	21.8	10.2	°C

Tabella 5 Confronto temperature 010010 010018

Si nota che nel caso della conducibilità del laminato uguale a 0.18 W/mK il salto termico ΔT_{max} si riduce inoltre considerando tre istanti temporali arbitrari si ricava che ΔT_{max} resta più costante nel tempo non subendo variazioni rilevanti rispetto al caso con la conducibilità termica del laminato pari a 0.1 W/mK (ΔT_{max} con la k del laminato pari a 0.1 W/mK = 30 °C).

Tempo	t_0 k010010	t_0 k010018	$t_0 k010010 -$ $t_0 k010018$	t_6 k010010	t_6 k010018	$t_6 k010018 -$ $t_6 k010010$
100	64.3	63.0	1.3	40.7	42.4	1.7
300	115.1	111.3	3.7	63.1	77.3	14.1
500	139.8	137.5	2.2	96.3	113.6	17.3
700	154.0	153.6	0.4	122.9	138.2	15.2
900	163.6	164.2	-0.6	141.8	154.1	12.2

Tabella 6 Confronto temperature e salti termici nel tempo 010010 010018

Si osserva che l'andamento delle temperature all'interfaccia con l'inossidabile è estremamente simile in entrambi i casi, mentre spostandosi verso la mezzeria la temperatura del laminato con la conducibilità pari a 0.18 W/mK aumenta di circa 17°C dopo 500 secondi, ancora una volta a causa della minore resistenza termica incontrata.

3.3.2 Confronto: caso 010018 - caso 014018

	k010018	k014018	
Max ΔT_{max}	34.0	38.8	°C
$\Delta T_{max}(100s)$	20.6	27.1	°C
$\Delta T_{max}(500s)$	23.9	23.9	°C
$\Delta T_{max}(900s)$	10.2	8.2	°C

Tabella 7 Confronto temperature 010018 014018

Si ricava che nel caso della conducibilità termica del cuscino uguale a 0.14 W/mK il Max ΔT_{max} aumenta leggermente, inoltre considerando tre istanti temporali arbitrari si osserva che ΔT_{max} risulta meno uniforme rispetto al caso con la conducibilità termica pari a 0.1 W/mK; questo è coerente con quanto commentato relativamente alla minore resistenza termica che il flusso incontra per elevate conducibilità.

Tempo	t_0 k010018	t_0 k014018	t_0 k014018- t_0 k010018	t_6 k010018	t_6 k014018	t_6 k014018- t_6 k010018
100	63.0	70.4	7.4	42.4	43.3	0.9
300	111.3	125.3	14.0	77.3	86.5	9.2
500	137.5	150.1	12.6	113.6	126.2	12.6
700	153.6	163.6	9.9	138.2	149.8	11.7
900	164.2	171.6	7.4	154.1	163.5	9.4

Tabella 8 Confronto temperature e salti termici nel tempo 010018 014018

Si nota che incrementando la conducibilità del cuscino da 0.1 W/mK fino a 0.14 W/mK gli andamenti delle temperature all'interfaccia con l'inossidabile e in mezzeria aumentano di circa 14°C.

3.3.3 Confronto: caso 010010 - caso 014014

	k010010	k014014	
Max ΔT_{max}	51.9	47.6	°C
$\Delta T_{max}(100s)$	23.6	29.1	°C
$\Delta T_{max}(500s)$	43.4	31.9	°C
$\Delta T_{max}(900s)$	21.8	11.8	°C

Tabella 9 Confronto temperature 010010 010018

Si osserva che aumentando sia la conducibilità termica del cuscino che del laminato fino a 0.14 W/mK il salto termico ΔT_{max} si riduce leggermente inoltre considerando tre istanti temporali arbitrari si ricava che ΔT_{max} risulta più uniforme rispetto al caso con le conducibilità termiche uguali a 0.10 W/mK.

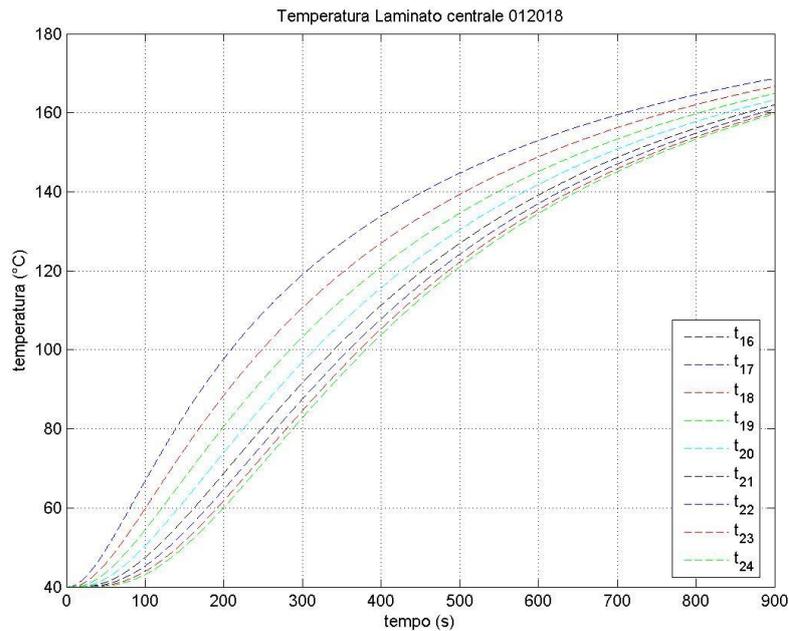
Tempo	t_0 k010010	t_0 k014014	t_0 k014014- t_0 k010010	t_6 k010010	t_6 k014014	t_6 k014014- t_6 k010010
100	64.3	71.1	6.9	40.7	42.1	1.4
300	115.1	126.8	11.8	63.1	79.2	16.0
500	139.8	150.6	10.8	96.3	118.7	22.4
700	154.0	163.3	9.3	122.9	144.1	21.1
900	163.6	171.2	7.6	141.8	159.4	17.6

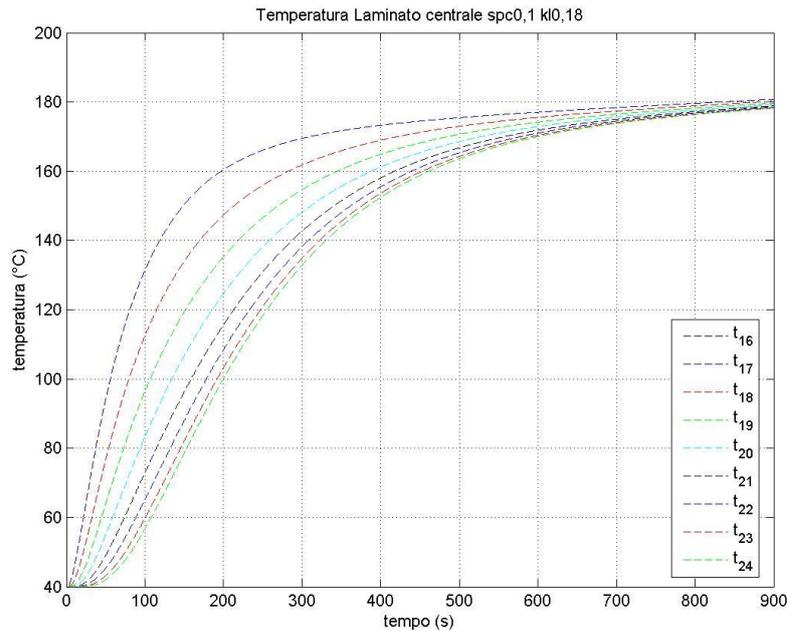
Tabella 10 Confronto temperature e salti termici nel tempo 0101010 014014

Si ricava che incrementando la conducibilità del cuscino da 0.1 W/mK fino a 0,14 W/mK la temperatura all'interfaccia con l'inox aumenta di circa 12 °C dopo 500 secondi mentre spostandosi verso la mezzeria la temperatura aumenta di circa 22 °C.

Può essere interessante valutare l'influenza dello spessore del cuscino sulle temperature raggiunte nelle varie sezioni del laminato.

3.3.4 Confronto: caso 012018 - caso spessore cuscino 0,1 012018



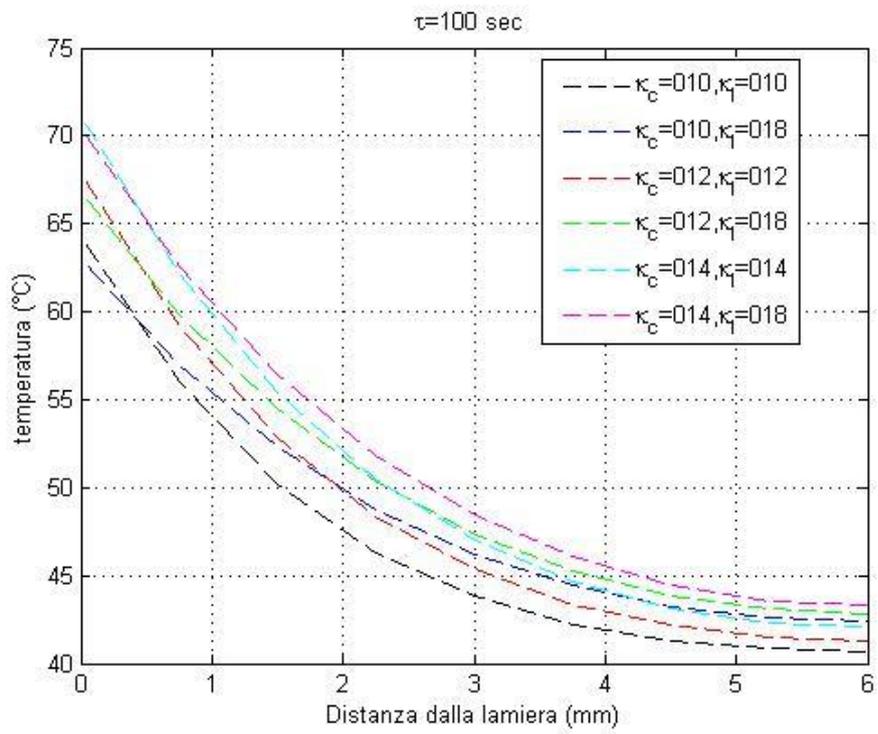


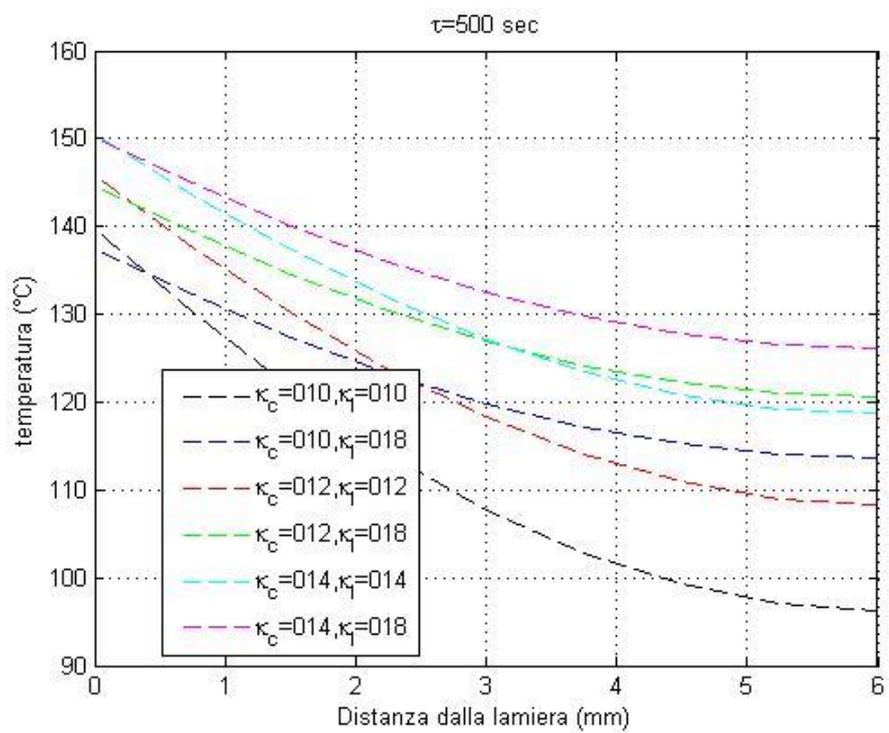
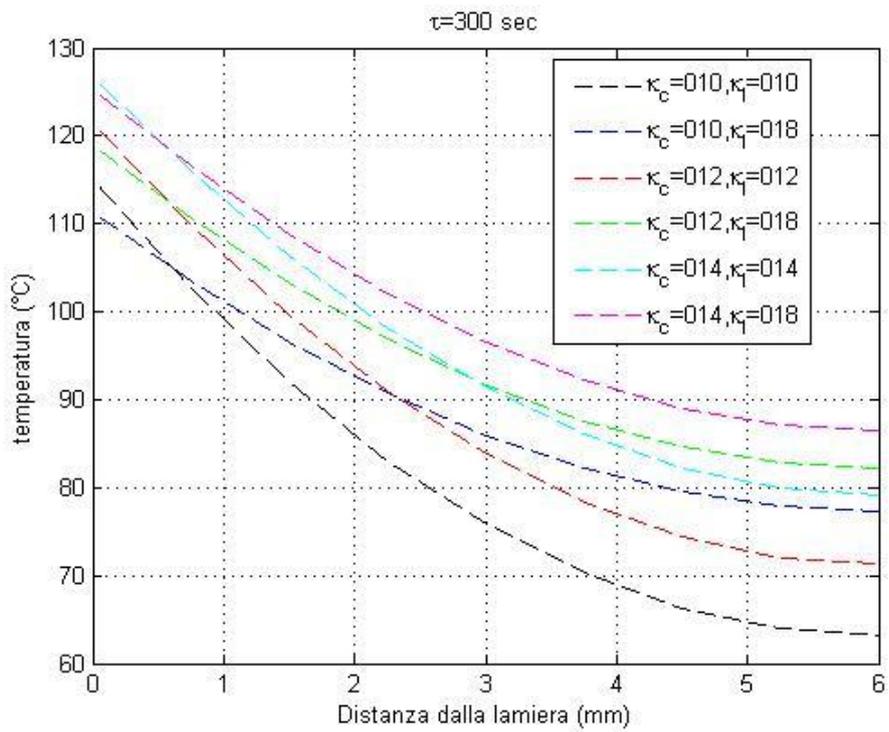
Riducendo lo spessore del cuscino da 15 mm a 0,1 mm il trasferimento di calore risulta notevolmente modificato; già nell'intervallo di tempo fino a 100 secondi vi è un ripido incremento delle temperature sia nell'interfaccia con l'inox sia in mezzeria e il transitorio si può ritenere concluso dopo soli 400 secondi.

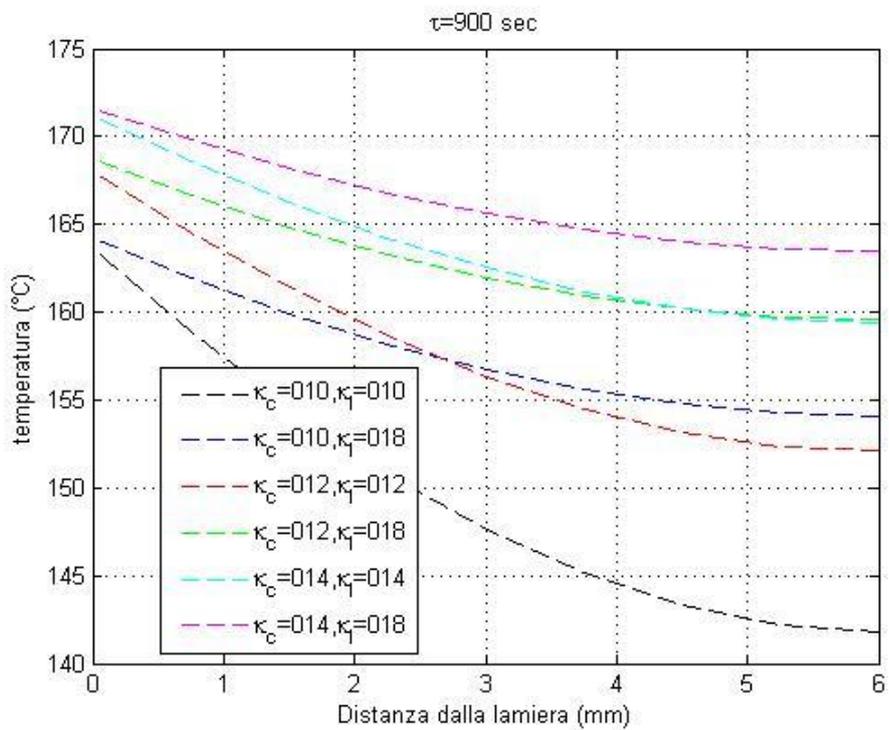
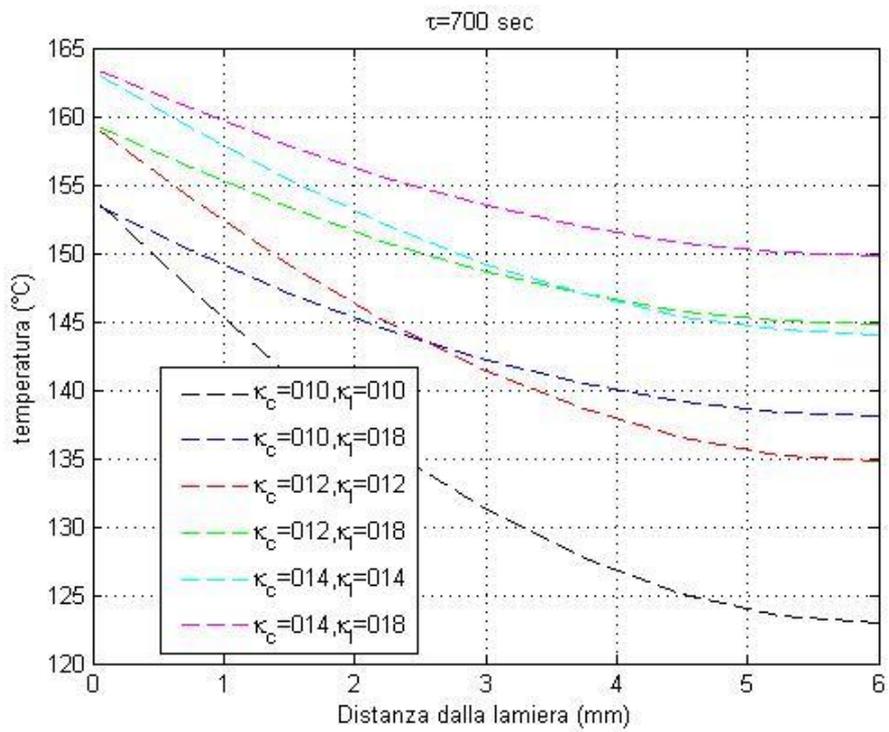
A 200 secondi la T_{\max} nel caso spessore cuscino pari a 0,1 mm risulta essere 160 °C mentre nel caso spessore cuscino uguale a 1,5 mm il valore si assesta poco sotto ai 100 °C; il ΔT_{\max} segue l'andamento della T_{\max} ossia nel primo caso $\Delta T_{\max} = 60$ °C mentre nel secondo caso $\Delta T_{\max} = 36$ °C.

L'eliminazione del cuscino, pertanto, riduce i termini per conseguire la temperatura di reticolazione, ma al prezzo di notevoli differenze di temperatura che possono risultare inaccettabili; deve pertanto venire valutato caso per caso quale sia lo spessore minimo.

Successivamente vengono visualizzati, nei cinque istanti temporali considerati in precedenza, gli andamenti delle temperature lungo metà dello spessore del laminato corrispondenti alle sei combinazioni di conducibilità del cuscino e del laminato.







3.4 Introduzione alla seconda parte

Il ciclo di produzione descritto in precedenza produce una notevole quantità di energia termica che si disperde nell'ambiente.

Per ovviare a questo inconveniente nei paragrafi seguenti si analizzeranno varie tecnologie di recupero dell'energia.

Sono presenti due grandi fonti di potenza termica: la prima è costituita dal fluido termovettore dedicato al riscaldamento della piastra ($T=180\text{ °C}$) mentre la seconda è costituita dal flusso di acqua dedicato al raffreddamento della piastra ($T=60\text{ °C}$).

Date le diversità del tipo di fluido di lavoro e delle temperature di utilizzo si studieranno tecnologie differenti.

Attualmente in commercio sono disponibili molteplici dispositivi che "recuperano il calore" e funzionano a temperature prossime 200 °C :

1. Generatore termoelettrico
2. Motore Stirling (di ultima generazione)

Come si deduce dal nome il generatore termoelettrico trasforma l'energia termica in elettrica mentre il motore Stirling converte l'energia termica in meccanica.

Il flusso di acqua utilizzato per il raffreddamento della piastra può essere abbinato ad un circuito con pompa di calore.

Ovviamente si studieranno le varie configurazioni di montaggio e di utilizzo delle tre tecnologie per il caso in esame.

Risulta interessante una breve introduzione sulla teoria del generatore termoelettrico, del motore Stirling e della pompa di calore.

4. GENERATORE TERMOELETTRICO

4.1 Introduzione

In questa trattazione si utilizzeranno frequentemente tre abbreviazioni principali:

TE Termoelettrico

TEG Generatore termoelettrico

Z Figura di merito termoelettrica

Un convertitore TE è un motore termico allo stato solido in cui il movimento di elettroni funge da fluido di lavoro e converte un flusso di calore in elettricità, non ha parti in movimento, è silenzioso ed estremamente affidabile.

Se si considera dapprima il funzionamento convertitore come generatore ideale in cui non ci sono perdite termiche, l'efficienza è definita come il rapporto tra la potenza elettrica fornita al carico e il calore assorbito alla giunzione calda.

Le termocoppie convenzionali sono costruite da metallo o leghe di metallo; generano piccole tensioni (in genere decine di microvolt per grado per effetto Seebeck) quando le giunzioni si trovano a due temperature differenti e generano piccole quantità di energia elettrica quando collegate ad un carico resistivo; esse sono ampiamente utilizzate come sensori di temperatura o per gestire sistemi di controllo come apparecchiature domestiche aria condizionata, frigoriferi e impianti di riscaldamento centralizzato.



Figura 60 Termocoppia tradizionale

Probabilmente meno noto è l'uso di termocoppie costituite dai semiconduttori moderni in cui le proprietà del materiale e la geometria sono state adattate

specificamente per soddisfare i requisiti applicativi previsti e possedere il coefficiente di Seebeck di centinaia di microvolt per grado.

In dispositivi per applicazioni di generazione o raffreddamento le termocoppie hanno una geometria tipica illustrata nella Fig. 61.

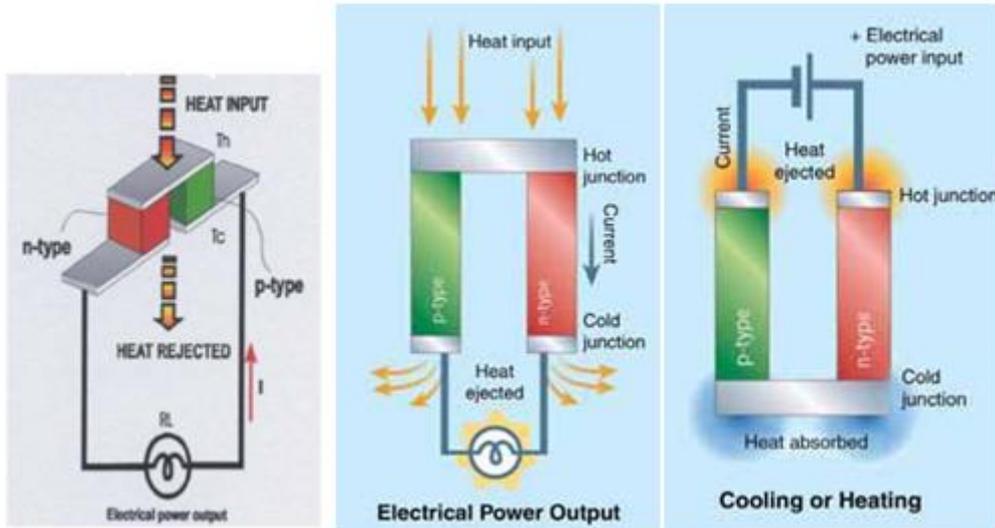


Figura 61 Termocoppia per applicazioni di generazione o raffreddamento

Il TEG semplice consiste di una termocoppia composta da elementi di tipo n (materiali con elettroni in eccesso) e elementi di tipo p (materiali con deficit di elettroni) collegati elettricamente in serie ed in parallelo termicamente.

Il calore viene immesso da un lato e smaltito dall'altro lato, generando una tensione attraverso la coppia TE.

L'intensità della tensione prodotta è proporzionale al gradiente di temperatura.

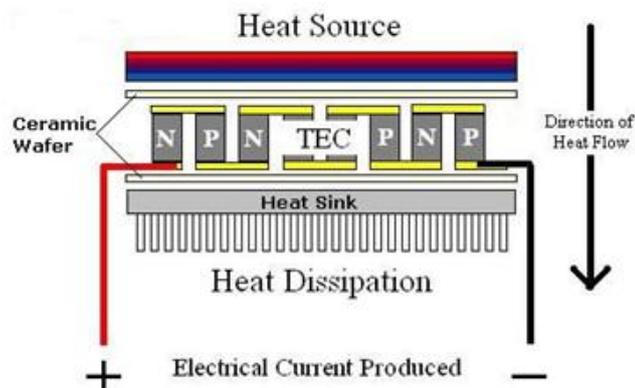


Figura 62 Schema di un TEG

4.2 Effetto termoelettrico

L'effetto TE è definito come la conversione diretta allo stato solido di un gradiente termico in energia elettrica e viceversa.

La conversione energetica TE richiede che un gradiente di temperatura sia mantenuto tra i termoelementi che a loro volta producono la forza elettromotrice (fem) che crea il potenziale di tensione.

Fisicamente la differenza di temperatura produce onde nel reticolo cristallino chiamate fononi.

Questi fononi interagiscono con altri fononi, con i bordi del grano, con le imperfezioni del cristallo nel reticolo cristallino, così come i portatori di carica come gli elettroni liberi nei metalli, gli elettroni di valenza, le lacune nelle semi-metalli e semiconduttori.

È l'interazione tra i fononi e portatori di carica (nota come 'phonon drag') che consente la nascita dell'effetto TE.

Quando un materiale TE si trova ad una temperatura di equilibrio, tutti fononi sono ugualmente distribuiti con ampiezza e in direzione opposta e si annullano reciprocamente.

Solo quando è introdotto un gradiente di temperatura vi è uno squilibrio nella densità dei fononi lungo il materiale che impone uno squilibrio di densità elettronica e, in definitiva, un potenziale di tensione elettrica.

Quasi tutti i metalli e i materiali elettricamente conduttivi (semimetalli, semiconduttori) hanno dimostrato di possedere proprietà TE.

L'effetto TE è un risultato della eccitazione di portatori di carica nel materiale; elettroni liberi nei metalli e di elettroni di valenza / fori nei semiconduttori.

L'entità dell'effetto TE è direttamente legato alla mobilità e al libero cammino medio dei portatori di carica del materiale.

La convenzione sul segno dei materiale TE li suddivide nel comportamento di due elementi : di tipo P e di tipo N.

P-type (tipo positivo) i materiali presentano una differenza positiva di tensione attraverso un gradiente di temperatura positivo.

N-type (tipo negativo) i materiali presentano una differenza negativa di tensione attraverso un gradiente di temperatura positivo.

Ancora più importante, i materiali di tipo N cedono un flusso di elettroni nella stessa direzione del flusso di calore, mentre materiali tipo P cedono il flusso di elettroni nella direzione opposta del flusso di calore.

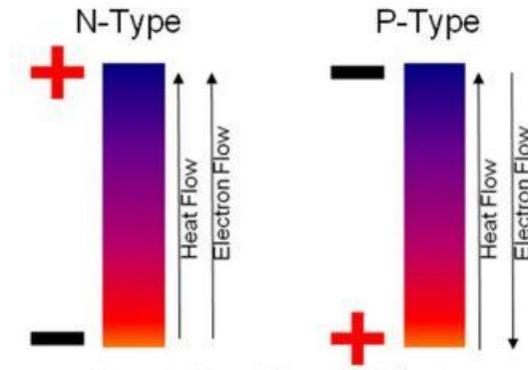


Figura 63 Flusso di calore e flusso di elettroni per materiali di tipo N e materiali di tipo P

Questo fenomeno è molto utile per la fabbricazione di dispositivi aventi giunzioni multiple in serie per ottenere tensioni di uscita utili.

L'effetto TE può essere caratterizzato nei due modi seguenti: (a) un gradiente di temperatura utilizzato per produrre un potenziale di tensione, o (b) un potenziale di tensione utilizzato per produrre un gradiente di temperatura.

L'effetto (a) funziona come un generatore elettrico allo stato solido molto simile a una cella a combustibile, solo che invece di usare idrogeno e di gradienti di concentrazione di ossigeno, si fa uso di gradienti termici imposti da fonti di calore.

L'effetto (b) funziona come una pompa di calore e può essere utilizzato in applicazioni di scambio termico.

4.3 Breve storia dell'effetto termoelettrico

4.3.1 Effetto Seebeck

L'effetto TE è stato scoperto nel 1821 da Thomas J. Seebeck.

Seebeck scoprì l'effetto utilizzando due fili o strisce composti di metalli differenti legati a due giunzioni e imponendo un gradiente di temperatura, ΔT ($\Delta T = T_2 - T_1$), da un capo all'altro.

Notò che quando un lato del dispositivo era stato riscaldato con una candela, una bussola vicino al filo deviava.

Seebeck inizialmente ipotizzò che il gradiente di temperatura inducesse un campo magnetico.

In realtà il campo magnetico era stato indotto dal flusso di elettroni attorno al percorso chiuso della corrente. È stato determinato che una tensione a circuito aperto può essere prodotta come indicato nello schema seguente:

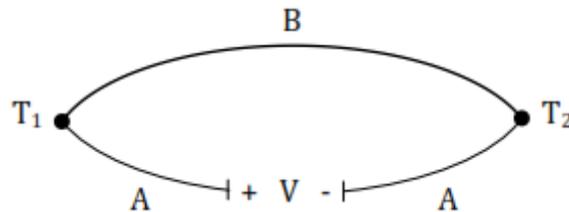


Figura 64 Principio dell'effetto Seebeck

Seebeck poi scoprì che la differenza di temperatura e la tensione d'uscita erano direttamente collegate e formulò la seguente equazione:

$$V_{AB} = (\alpha_A - \alpha_B) \cdot \Delta T$$

dove: V_{AB} potenziale di tensione

ΔT differenza di temperatura

α_A e α_B coefficienti di Seebeck

Il coefficiente di Seebeck è utile quando si parla di materiali TE dato che caratterizza solo il potenziale di tensione prodotto a causa del gradiente di temperatura applicato. L'unità di misura per il Coefficiente di Seebeck è in microvolt per grado Kelvin ($\mu V/K$).

4.3.2 Effetto Peltier

L'effetto Peltier è stato scoperto da Jean Peltier nel 1834 ed è essenzialmente l'opposto dell'effetto Seebeck.

Quando una corrente elettrica viene applicata attraverso due giunzioni di due materiali dissimili si produce un gradiente di temperatura.

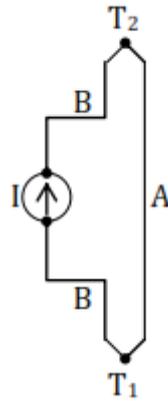


Figura 65 Principio dell'effetto Peltier

Peltier, come Seebeck, aveva notato una correlazione diretta tra la quantità di calore trasportata e il passaggio di corrente elettrica attraverso il circuito:

$$Q_{AB} = (\Pi_A - \Pi_B) \cdot I$$

dove: Q_{AB} potenza termica trasmessa

I corrente elettrica che attraversa il circuito

Π_A e Π_B coefficienti di Peltier

Il coefficiente di Peltier è in primo luogo utilizzato quando si confrontano materiali TE per i dispositivi di scambio termico progettati per applicazioni di raffreddamento.

4.4 Dispositivo termoelettrico

I dispositivi TE sono costituiti da moduli TE.

Un modulo TE è una matrice di termocoppie collegate elettricamente in serie, ma termicamente in parallelo.

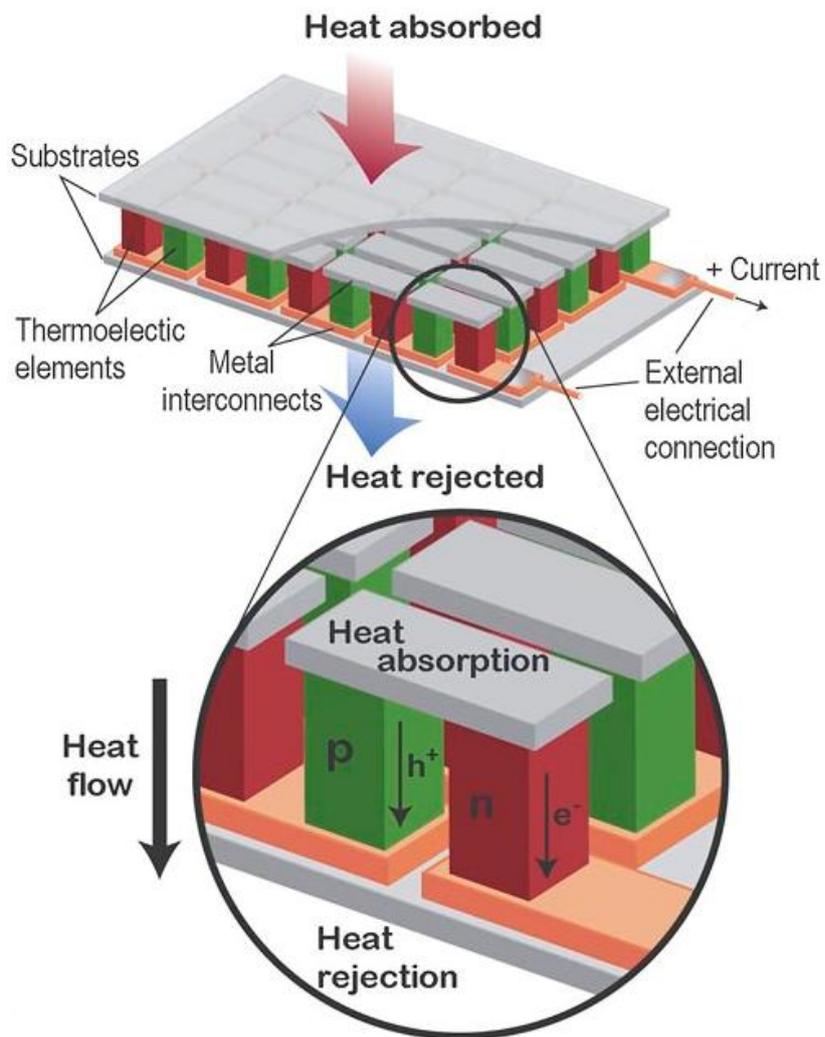


Figura 66 Schema di un modulo termoelettrico

Sono utilizzate molte coppie di conduttori (sia per generazione di potenza che raffreddamento) perchè la caduta di tensione attraverso una coppia è solo dell'ordine di millivolt.

Molti collegamenti in serie portano la tensione più vicino a quella che si trova in un tipico generatore di corrente continua.

La tensione Seebeck (esclusa la ohmica, caduta di tensione pari al prodotto IR) della coppia S deriva dal coefficiente di Seebeck e dal numero di coppie N .

$$S = N \int_{T_c}^{T_h} (\alpha_p - \alpha_n) dT$$

La resistenza elettrica del dispositivo dipende non solo dalla resistenza elettrica dei materiali TE ma anche dalla resistenza elettrica delle interconnessioni e la resistenza di contatto tra la interconnessioni e materiali TE.

Tutti questi contributi dipendono dalla temperatura, rendendo il calcolo esatto della resistenza complesso.

La resistenza del dispositivo, R, può essere approssimata assumendo le proprietà indipendenti dalle temperatura.

La conduttanza termica totale del dispositivo può essere approssimata da:

$$K = N \left(\frac{K_n A_n}{l} + \frac{K_p A_p}{l} + K_l \right)$$

dove K_l è la perdita termica in parallelo per coppie associate con la conduzione attraverso il fluido circostante, l'irraggiamento o altre perdite.

4.5 Parametri del materiale termoelettrico

Diversi parametri dei materiali devono essere considerati nel valutare le caratteristiche prestazionali di materiali TE.

Il coefficiente di Seebeck (α) è di grande importanza; è una descrizione di quale potenziale di tensione può essere prodotto con un gradiente di temperatura applicata.

La conducibilità elettrica è rilevante poiché è necessaria un elevata conducibilità elettrica (σ) per il funzionamento efficiente TE.

Se la conducibilità elettrica è troppo bassa, molta della potenza elettrica viene dissipata a causa di notevoli perdite ohmiche.

Infine, la conducibilità termica (κ) è di grande interesse poiché una bassa conducibilità termica permette a un materiale di mantenere un gradiente di temperatura più elevato a parità di flusso termico.

Le tre proprietà dei materiali sono contenute nella figura di merito (Z) e sono altamente dipendenti dalla temperatura:

$$Z = \frac{\alpha^2 \sigma}{\kappa}$$

dove: α coefficiente di Seebeck del materiale (volt kelvin⁻¹)

σ conducibilità elettrica del materiale (ampere volt⁻¹ metro⁻¹)

κ conducibilità termica del materiale (watt metro⁻¹ kelvin⁻¹)

Come è evidente, la Z è proporzionale al quadrato del coefficiente di Seebeck quindi ogni modifica del coefficiente di Seebeck avrà un effetto considerevole sulla Z .

Anche la conducibilità termica ed elettrica influenzano fortemente la Z , quindi tutti e tre i parametri devono essere considerati e ottimizzati l'uno rispetto all'altro quando si effettua una selezione dell'elemento TE.

La Z ha come unità di misura ($1/K$); In alcuni casi, la Z viene moltiplicata per la temperatura assoluta nominale per ottenere una Z adimensionale, indicata con ZT .

4.6 Schematizzazione del principio di funzionamento del generatore termoelettrico

In un materiale TE ci sono elettroni liberi che portano carica e calore.

In prima approssimazione, gli elettroni in un semiconduttore TE si comportano come un gas di particelle cariche.

Normalmente se un gas viene messo in una scatola con un gradiente di temperatura, in cui un lato è freddo e l'altro è caldo, le molecole di gas in prossimità della parete calda si spostano più velocemente di quelle vicine alla parte fredda.

Le molecole calde diffonderanno maggiormente rispetto alle molecole fredde e quindi ci sarà un accumulo netto di molecole (maggiore densità) all'estremità fredda.

Il gradiente di densità guiderà le molecole verso la parte calda.

Nello stato stazionario, l'effetto del gradiente di densità contrasta l'effetto del gradiente di temperatura quindi non c'è flusso netto di molecole.

Se le molecole sono cariche, l'accumulo di carica all'estremità fredda produrrà anche una forza repulsiva elettrostatica (e quindi potenziale elettrico) per spingere le cariche verso la parte calda.

Il potenziale elettrico (tensione) prodotto da una differenza di temperatura è noto come effetto Seebeck e la costante di proporzionalità è detto coefficiente di Seebeck.

Se le cariche libere sono positive (il materiale è di tipo p) produrranno un potenziale positivo nell'estremità fredda.

Analogamente, cariche libere negative (il materiale è di tipo n) produrranno un potenziale negativo nel terminale freddo.

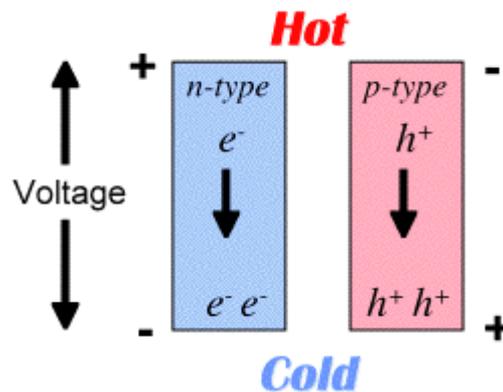


Figura 67 Andamento delle cariche libere nel materiale TE

Se le estremità calde del materiale di tipo n e del materiale di tipo p sono collegate elettricamente ed un carico è collegato tra le estremità fredde, la tensione prodotta dall'effetto Seebeck causerà passaggio di corrente attraverso il carico, generando energia elettrica.

L'energia elettrica prodotta è il prodotto della tensione e della corrente elettrica attraverso il carico.

La differenza di temperatura fornisce la tensione ma è il flusso di calore che genera la corrente.

Un generatore TE si comporta come generatore ideale di tensione con una resistenza interna soprattutto a causa della resistenza dei materiali TE stessi.

La tensione sul carico è limitata dalla tensione a circuito aperto dalla legge di Ohm ($V = IR$), la caduta di tensione è conseguenza di questa resistenza interna.

La massima efficienza viene raggiunta quando carico e resistenze interne sono quasi uguali; questa condizione è legata alla potenza massima raggiunta dal carico corrispondente.

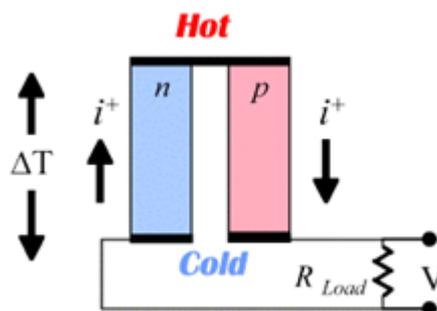


Figura 68 Schema del circuito elettrico di un TEG

$$V = \alpha \Delta T - IR_{TE}$$

V = Tensione ai capi del carico

I = Corrente

R = Resistenza del generatore

α = Coefficiente di Seebeck

ΔT = Differenza di temperatura

La resistenza degli elementi TE dipende dalla resistività elettrica, nonché dalla lunghezza e dall'area trasversale.

Così come la potenza in un resistore è V^2 / R , la potenza prodotta in un generatore TE dipende dal quadrato della tensione (coefficiente di Seebeck e differenza di temperatura) diviso per la resistività.

Si noti inoltre che la potenza per area può essere arbitrariamente regolata con l (lunghezza):

$$P \approx \Delta T^2 \frac{\alpha^2}{\rho} \frac{A_{TE}}{l}$$

A_{TE} = Area elementi TE

L'efficienza di un generatore dipende non solo dalla potenza prodotta, ma anche dalla quantità di calore fornita all'estremità calda.

L'apporto di calore è necessario per il processo TE (effetto Peltier), oltre che per la normale conduzione termica (legge di Fourier), e viene compensato dal riscaldamento Joule nel dispositivo.

Il calore netto assorbito o prodotto può essere stimato dalla somma dei termini di Peltier, Fourier, e Joule:

$$Q = I\alpha T - K\Delta T - \frac{1}{2}I^2R$$

Quando si considera un dispositivo di raffreddamento le migliori prestazioni si ottengono quando la corrente è approssimativamente uguale a I_{max} .

Quando non vi è carico di tensione ($Q = 0$) è la differenza di temperatura è ΔT_{max} .

Quando non c'è ΔT , il calore è massimo Q_{max} .

$$I_{\max} = \frac{\alpha T_c}{R} \quad Q_{\max} = \frac{\alpha^2 T_c^2}{2R} \quad \Delta T_{\max} = \frac{ZT_c^2}{2} \quad ZT = \frac{\alpha^2 T}{KR}$$

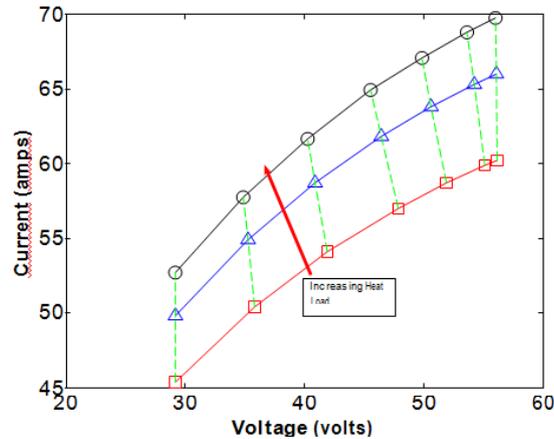


Figura 69 Corrente e tensione in funzione del flusso di calore

4.7 Rendimento del generatore termoelettrico

La definizione generale del rendimento di un processo termico è il rapporto tra le quantità di energia prodotta e la quantità di energia assorbita, ed sempre inferiore all'unità.

Poiché il rendimento di Carnot è il rendimento massimo teorico di un processo termico, il rendimento massimo del TEG deve essere una funzione di tale valore.

Il rendimento di Carnot di un processo termico viene fornito nella seguente equazione:

$$\eta_c = \frac{T_h - T_c}{T_h}$$

dove: η_c efficienza di Carnot

T_h temperatura alta

T_c temperatura bassa.

Il rendimento del TEG può essere pensato come il rapporto tra la potenza applicata ad un carico per la quantità di calore assorbito alla giunzione calda:

$$\gamma_{TE} = \frac{-1 + \sqrt{1 + ZT}}{-\frac{T_h}{T_c} + \sqrt{1 + ZT}}$$

dove: γ_{TE} è il rendimento del TEG

Combinando i due rendimenti:

$$\eta = \eta_c \gamma_{TE} = \frac{T_h - T_c}{T_h} \frac{-1 + \sqrt{1 + ZT}}{-\frac{T_h}{T_c} + \sqrt{1 + ZT}}$$

La figura seguente mostra come varia il rendimento dei TEG per valori differenti della Z

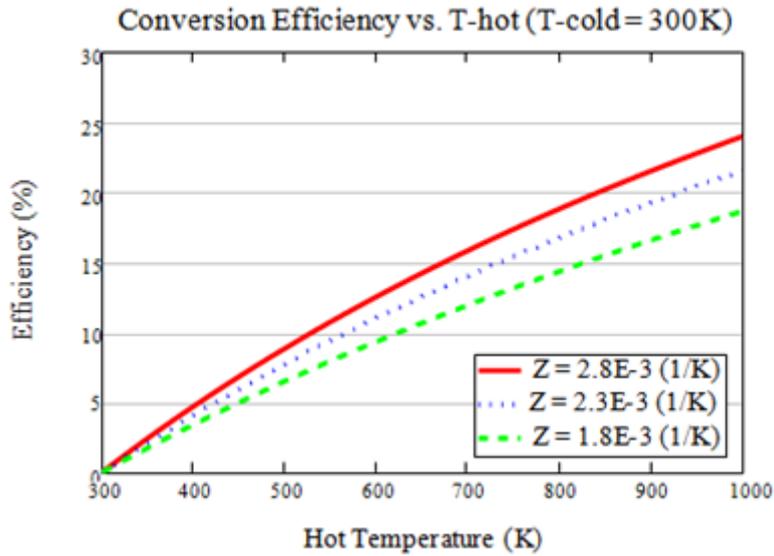


Figura 70 Rendimento di conversione in funzione della temperatura del lato caldo e della Z

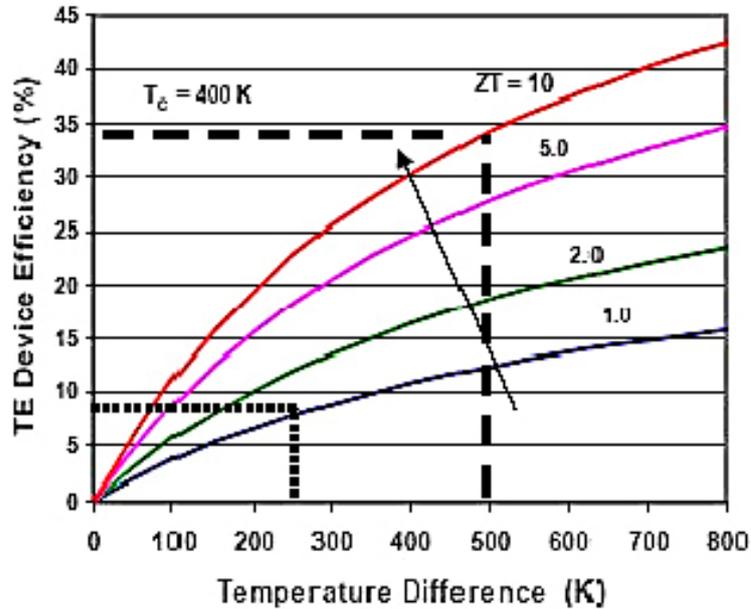


Figura 71 Rendimento di conversione in funzione della temperatura del lato caldo e della ZT

Anche se non vi è alcun limite teorico della Z , e quindi della ZT , in pratica è difficile raggiungere valori elevati della ZT a causa dell'accoppiamento inerente di conducibilità elettrica e di conducibilità termica di molti materiali.

Per avere elevata conducibilità elettrica è necessario ridurre al minimo la resistenza del dispositivo TE.

E' necessario avere una bassa conducibilità termica per mantenere un grande gradiente di temperatura tra il caldo e il lato freddo.

Tipicamente, si modificano i metalli per cambiare i loro valori di conducibilità elettrica in modo proporzionale alla variazione di conducibilità termica e viceversa, come previsto dalla legge di Wiedemann-Franz.

Questa legge si basa sul fatto che sia il trasporto di calore che la conducibilità elettrica coinvolgono gli elettroni liberi nel metallo; ciò pone limiti all'aumento della ZT dei materiali, poiché aumentando Z verrebbe richiesta una proporzionalità inversa tra le conduttività, ma ciò non si verifica in materiali reali.

Il massimo rendimento di un dispositivo di generazione di energia TE è dato dalla seguente relazione:

$$\eta_{\max} = \frac{T_h - T_c}{T_h} \frac{-1 + \sqrt{1 + Z^* \bar{T}}}{+1 + \sqrt{1 + Z^* \bar{T}}}$$

dove: Z^* Z ottimizzata della coppia tipo-p/tipo-n (riferito ai materiali TE utilizzati)

T_h T_c temperatura lato caldo temperatura lato freddo

\bar{T} temperatura media T_h T_c

4.8 Materiali termoelettrici

Un aumento della differenza di temperatura fornisce un corrispondente aumento di calore disponibile per la conversione come indicato dall'efficienza Carnot, quindi sono desiderabili grandi differenze di temperatura.

Tra il gran numero di materiali noti finora, solo relativamente pochi sono utilizzati come materiali TE.

In figura viene visualizzata la figura di merito Z di una serie di materiali TE insieme alle potenziali applicazioni.

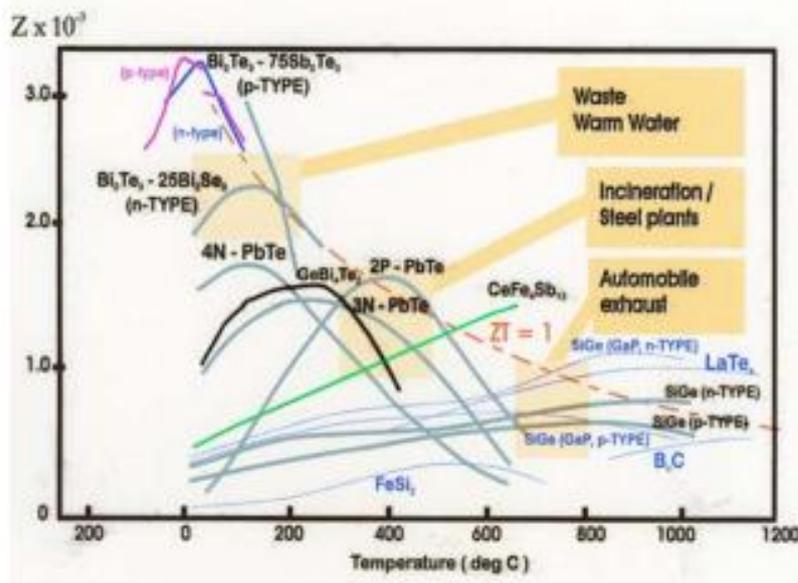


Figura 72 Z di una serie di materiali TE e potenziali applicazioni in funzione della temperatura di utilizzo

4.8.1 Suddivisione materiali TE in base alla temperatura di esercizio

I materiali TE da costruzione (quelli che sono impiegati in applicazioni commerciali) possono essere opportunamente divisi in tre gruppi ognuno con la propria dipendenza dalla temperatura di funzionamento:

1. $T_{max} \sim 450$ K leghe a base di bismuto in combinazione con antimonio, tellurio e selenio. Questi sono i materiali che vengono universalmente utilizzati nella refrigerazione termoelettrica e non hanno seri contendenti per le applicazioni su questo regime di temperatura.
2. $T_{max} \sim 850$ K leghe a base di piombo.
3. $T_{max} \sim 1300$ K leghe a base di silicio germanio.

La ricerca è legata alla riduzione della conducibilità termica del reticolo delle leghe come silicio germanio attraverso l'introduzione di elementi di diffusione.

Un materiale che è un candidato promettente per riempire la temperatura nello spettro ZT tra quelle a base di bismuto e tellurio di piombo è il composto semiconduttore β -Zn₄Sb₃.

Questo materiale possiede una conducibilità termica estremamente bassa e presenta una ZT massima di 1,3 ad una temperatura di 670 K ed è anche relativamente poco costoso e stabile fino a questa temperatura nel vuoto.

I composti di terre rare YbAl, pur possedendo una Z relativamente bassa, hanno un fattore di potenza quasi tre volte superiore rispetto a quello del bismuto.

4.8.2 Suddivisione dei materiali TE in base alle proprietà fisiche, chimiche ed elettriche

Metalli

I materiali metallici TE sono di crescente interesse nel campo della termoelettrica.

I metalli hanno elevata conducibilità elettrica e proprietà meccaniche rilevanti.

Un problema importante legato ai metalli è la loro elevata conducibilità termica, che può rendere difficile imporre un elevato gradiente di temperatura.

Lo svantaggio fondamentale dei conduttori metallici è che la proporzionalità tra la loro conducibilità elettrica e termica rimane quasi costante.

A temperatura costante, la conducibilità termica di un metallo non può essere aumentata senza aumentare la conducibilità elettrica, poiché entrambi sono guidati da elettroni liberi.

Aumentando il coefficiente di Seebeck si avrebbe un grande impatto positivo sulla Z . Questa è una possibilità limitata perché il coefficiente di Seebeck dipende direttamente dagli elettroni liberi. Tutti i tre parametri dipendono in qualche modo dalla concentrazione e dalla mobilità dei portatori di carica ed elettroni liberi.

Un altro problema importante con l'uso di metalli sono le prestazioni ad alta temperatura.

La maggior parte dei metalli tendono a mostrare caratteristiche indesiderabili come ossidazione ad alte temperature.

Gli ossidi metallici tendono ad essere non conduttivi quindi possono portare alla degradazione dei contatti elettrici.

Un altro problema con i metalli ad alta temperatura è che la loro conducibilità elettrica diminuisce con l'aumento della temperatura.

Questo fenomeno è dovuto al numero maggiore di collisioni di elettroni e fononi con imperfezioni reticolari risultanti dalla maggiore energia cinetica degli stessi.

I materiali metallici TE in forma di filo funzionano bene per la misurazione della temperatura, ma generalmente la loro Z è troppo bassa per il loro uso pratico nella produzione di energia o attrezzature di raffreddamento.

Alcuni esempi di materiali metallici utilizzati in termocoppie sono: costantana (55% Ni Cu 45%), chromel (90% Ni 10% Cr), platino e palladio.

Semimetalli

I semimetalli sono materiali che hanno le proprietà di conduzione elettrica sia dei metalli sia dei semiconduttori.

Un semimetallo è un materiale che ha una piccola sovrapposizione della bande di valenza e di conduzione nei suoi strati elettronici esterni.

La sovrapposizione permette all'eccesso di elettroni di valenza di muoversi liberamente nella banda di conduzione.

Questa sovrapposizione è piccola, il che rende le loro conducibilità di uno o due ordini di grandezza inferiore rispetto a quella dei metalli veri.

I composti di semimetallo consistono tipicamente in almeno un elemento semi-metallico con un composto metallico o non metallico.

I semi-elementi metallici, noti anche come metalloidi, si trovano lungo la linea di separazione metallo/non-metallo nella Tavola Periodica.

Essi includono: boro (B), silicio (Si), arsenico (As), antimonio (Sb), bismuto (Bi) e tellurio (Te).

I materiali semiconduttori (compresi i semi-metalli) non conducono l'elettricità nello stesso modo dei metalli.

Nei metalli, le bande di conduzione e di valenza si sovrappongono in modo che nessuna energia supplementare sia richiesta per spostare un elettrone.

Nei semiconduttori, le bande di valenza e di conduzione non si sovrappongono.

Un gap separa le bande di valenza e di conduzione nel guscio elettronico esterno di un semiconduttore.

Il gap di banda può essere pensato come una quantità di energia che deve essere superata prima che gli elettroni di valenza possano essere utilizzati come elettroni di conduzione.

I composti di semi-metalli comprendono generalmente i materiali TE più efficienti e ampiamente usati.

I semimetalli tendono ad avere la Z nell'ordine delle 10-100 volte superiore rispetto ai metalli; possono essere drogati con degli elementi per aumentare sia la

conduttività elettrica sia il coefficiente di Seebeck, oltre che per diminuire la conduttività termica.

Il materiale TE più usato è il telluro di bismuto Bi_2Te_3 e può essere drogato con selenio e antimonio per modificare la polarità.

Il ciclo di fabbricazione dei semimetalli è abbastanza complesso e quindi costoso, questa caratteristica è legata alle scarse caratteristiche meccaniche, in particolare alla resistenza alla frattura.

I semi-metalli più comuni sono: Bi_2Te_3 , PbTe e ZnO_2 .

Semiconduttori

I semiconduttori tendono ad avere coefficienti di Seebeck molto elevati.

Essi possono essere drogati per aumentare la conducibilità elettrica e intrinsecamente hanno una bassa conducibilità termica.

Le proprietà termiche ed elettriche dei semiconduttori possono essere modificate indipendentemente con il drogaggio. Ciò è dovuto al fatto che né conducibilità termica né quella elettrica dipendono esplicitamente dalla presenza di elettroni liberi. Entrambe sono definiti da ciò che è noto come un "cammino libero medio."

Il cammino libero medio è definito come la distanza media di una particella o di un fonone prima di collidere con altre particelle / fononi o imperfezioni.

La conduttività elettrica di un materiale è direttamente dipendente dalla mobilità dei portatori di carica di quel materiale.

Il cammino libero medio dei fononi in un materiale definisce la sua conducibilità termica.

I materiali semiconduttivi TE includono silicio e le sue varianti (quarzo, silicio, carburo, ecc), germanio e persino carbonio (grafite, diamante, i nanotubi di carbonio).

La tabella seguente presenta i coefficienti di Seebeck e la Z di diversi materiali TE; sono inclusi metalli puri (Ni, Cr), composti metallici (Ni-Cr, Cu-Ni), semimetalli (Bi, Sb), composti di semimetallo (Bi_2Te_3) e un semiconduttore puro (p-silicio drogato).

Element/compound	$\alpha(10^{-6} \text{ V/K})$	$\alpha^2\sigma/\kappa (10^{-3} \text{ K}^{-1})$
$(\text{Bi}_{2-x}\text{Sb}_x)\text{Te}_3$	210	1-3
p- Bi_2Te_3	140	
p-Si	1300	0.0001
Sb	48	0.03
Ni-Cr (80/20)	25	0.04
Cr	22	0.03
Ni	-20	0.04
Cu-Ni	-35	0.09
Bi	-68	0.3
n- Bi_2Te_3	-110 to -250	1-3
$\text{Bi}_2(\text{Se}_x\text{Te}_{3-x})$	-250	

Figura 73 Coefficiente di Seebeck e Z in funzione di alcuni materiali TE

Si noti che nonostante il silicio abbia un altissimo coefficiente di Seebeck, la sua Z è molto bassa a causa della sua elevata conducibilità termica.

I due materiali TE più comuni, sono $(\text{Bi}_{2-x}\text{Sb}_x)\text{Te}_3$ e $\text{Bi}_2(\text{Se}_x\text{Te}_{3-x})$; hanno Z dell'ordine di 1-3 (K^{-1}) quindi sono ideali per la generazione di energia TE.

4.9 Generatore segmentato

Le proprietà TE (coefficiente di Seebeck, resistività elettrica, conducibilità termica) variano con la temperatura quindi non è desiderabile o possibile utilizzare lo stesso materiale per applicazioni con grandi salti termici.

Idealmente materiali diversi possono essere segmentati insieme; in questo modo entrambi i materiali operano solo nel loro intervallo di temperatura.

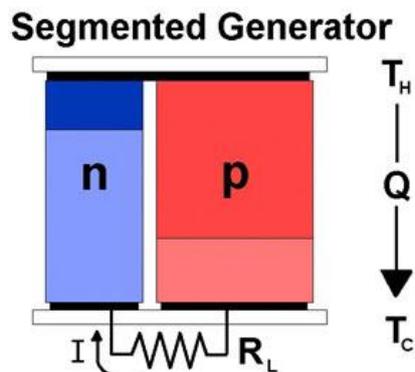


Figura 74 TEG segmentato con due materiali diversi di tipo-n e due materiali diversi di tipo-p

4.10 Compatibilità termoelettrica

Di fatto solo materiali compatibili possono essere utilizzati in un generatore segmentato.

Un aspetto importante è la compatibilità termoelettrica dovuta alla condizione che carica elettrica e calore fluiscano attraverso gli stessi materiali collegati in serie.

Le curve caratteristiche Corrente-Tensione-Potenza di un generatore TE segmentato sono rappresentate nella figura sottostante:

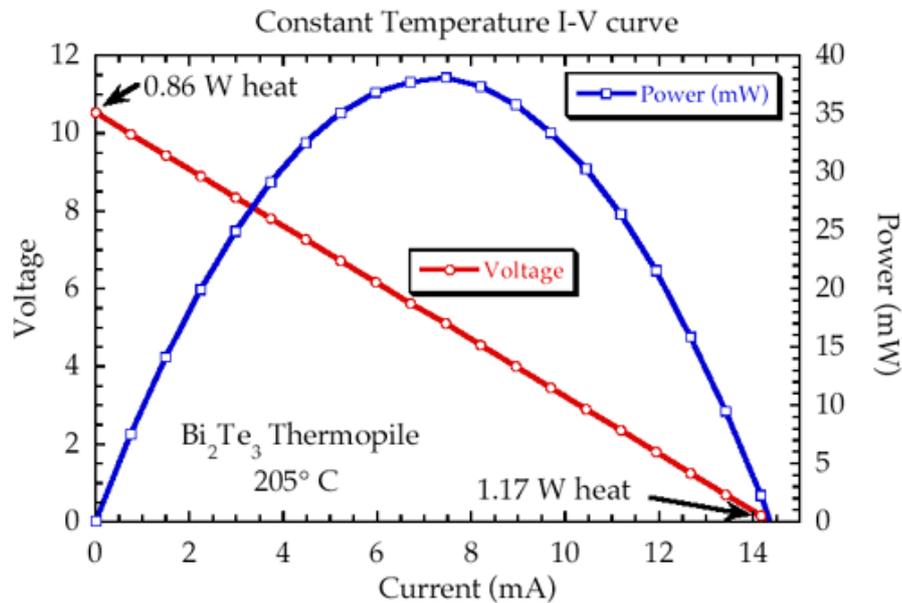


Figura 75 Curve caratteristiche di Corrente-Tensione-Potenza

A zero corrente (circuito aperto) la tensione è alta, ma nessuna potenza è prodotta.

Poiché la corrente viene aumentata la potenza aumenta al massimo.

A correnti elevate la tensione va a zero o al di sotto e la potenza prodotta scende a zero o diventa negativa (consumando invece di produrre energia).

In un efficiente generatore la densità relativa di corrente è approssimativamente costante per tutto l'elemento segmentato.

L'obiettivo più importante è quello di selezionare elevate Z legate a fattori di compatibilità simili.

La compatibilità è definita dalla formula seguente:

$$s = \frac{-1 + \sqrt{1 + ZT}}{\alpha T}$$

4.11 Applicazioni

Il campo di applicazione del TEG comprende una gamma di oltre 15 ordini di grandezza.

Le applicazioni del generatore possono essere convenientemente classificate in base alla sorgente di calore.

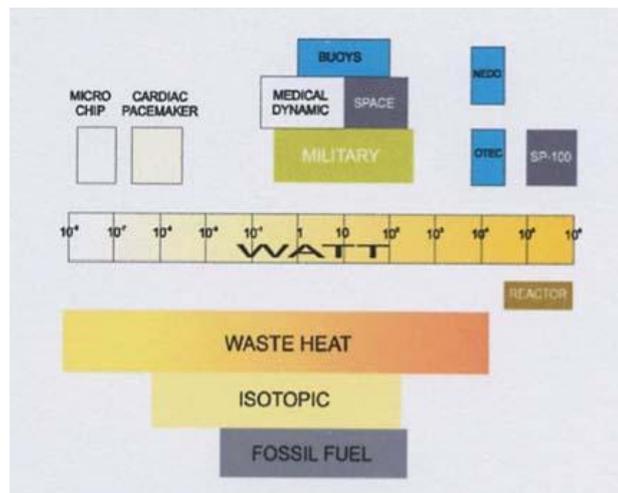


Figura 76 Applicazioni del TEG

Attualmente l'uso dei TEG disponibili in commercio è stato limitato a piccole applicazioni di nicchia in cui le preoccupazioni principali sono l'affidabilità, i livelli limitati di rumore e di vibrazioni o il funzionamento a distanza del dispositivo; il costo e l'efficienza di conversione sono solo secondari.

I TEG commerciali attuali hanno un costo di circa 30 €/W e operano con il 3% di efficienza.

Le prestazioni dei sistemi TEG possono essere aumentate:

- Aumentando la ZT del materiale TE;
- Fornendo una differenza di temperatura elevata attraverso il modulo TE;
- Realizzando un efficiente trasferimento di calore che produce elevati flussi termici attraverso il sistema.

Mentre il miglioramento della ZT è limitato dal progresso sviluppo materiale TE, gli scambiatori di calore lato caldo e lato freddo che rispettivamente forniscono calore e permettono lo smaltimento di calore, giocano un ruolo critico nel determinare l'efficienza di un sistema TEG.

4.11.1 Tecniche per il trasferimento di calore al lato caldo

Come esempio si considera il flusso del gas di combustione (generalmente a pressione atmosferica) che viene convogliato in una canna fumaria di grande sezione.

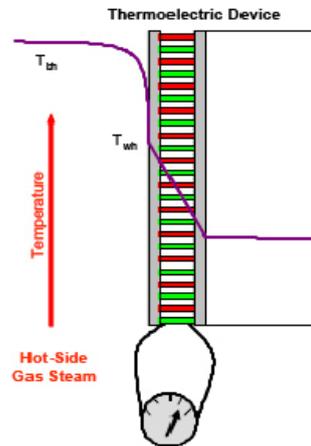


Figura 77 Andamento della temperatura in un'applicazione del TEG

Queste condizioni non permettono un elevato trasferimento di calore.

Le tecnologie e le tecniche utilizzate per migliorare il trasferimento di calore dal flusso gassoso includono:

- Microcanali;
- Sistema con flusso bifase;
- Supporti porosi;
- Miscelatori statici.

Molte di queste tecniche introducono costi aggiuntivi al capitale iniziale e potrebbero introdurre costi operativi supplementari (dovuti per esempio alla caduta di pressione).

4.11.2 Tecniche per il trasferimento di calore al lato freddo

Le tecnologie di trasferimento di calore che soddisfano i requisiti per ottenere un efficiente trasferimento di calore per il lato freddo del TEG nelle applicazioni di un processo industriale sono:

- Sistemi a liquido monofase;
- Dissipatori alettati;
- Microcanali.

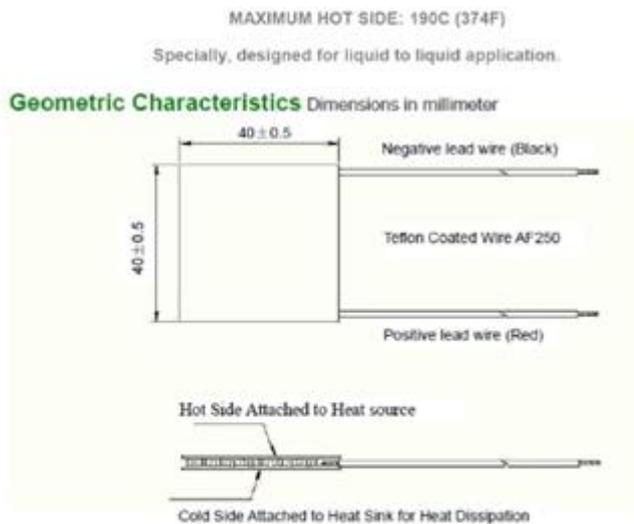
I liquidi forniscono una conducibilità termica dieci volte maggiore rispetto quella dei gas e permettono un elevato trasferimento di calore con portate di fluido limitate. Utilizzando un gas per il raffreddamento del lato freddo del sistema TEG sarebbero necessarie portate elevate ed enormi potenze di pompaggio per la dissipazione del calore.

4.12 Generatori termoelettrici applicati al progetto

4.12.1 Elenco configurazioni per l'applicazione dei generatori termoelettrici

La prima modalità di recupero del calore con i TEG si divide in due diverse possibili configurazioni:

1. Utilizzo di TEG schematizzabili come piastre quadrate di lato 40 mm e altezza 5 mm da applicare con il lato indicato dal costruttore sulla superficie calda del tubo (ed eventualmente per il lato freddo predisposizione dispositivo per raffreddamento forzato).

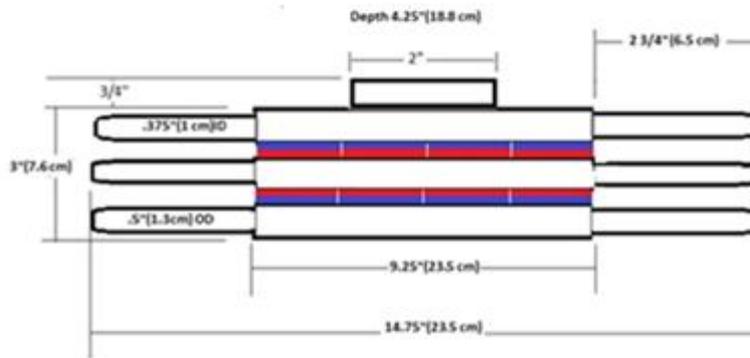


CONSTRUCTION SPECIFICATION:

1. SnSb 240°C based solder hot and cold side.
2. Ceramic slit for multi thermal cycling applications both hot side and cold side ceramic.
3. Lapped for multiple modules on the same surface.
4. Teflon insulated on the lead wires.
5. Lead wire contacts are attached to cold side for extra protection.

Figura 78 Specifiche TEG utilizzato configurazione N°1

2. Utilizzo degli stessi TEG considerati nel punto precedente ma assemblati dalla casa costruttrice in modo da realizzare uno scambiatore di calore ove all'interno sono collocati 6 tubi dei quali 2 centrali dedicati al liquido caldo e 4 esterni dedicati al liquido freddo.



Specifications:

- 16 modules TEG2-07025HT-SS.
- Wired in series –parallel. Default wired in series to increase voltage output.
- Size is 14.75" (37.5 cm) long x 4.25" (10.8 cm) wide x 2" (5 cm) high.
- Middle liquid sink hot side
- Top and bottom liquid sinks cold sides
- Tube size OD 3/8"
- Tube size ID 5/16"
- All Aluminum 6000 series construction.
- Flow rate ~2 quarts per section cold sides and 4 quarts (1 gallon) hot sink.
- Same flow rates even though there are two cold sink

Figura 79 Specifiche TEG utilizzato configurazione N°2

Le configurazioni verranno analizzate separatamente.

4.12.2 Configurazione N°1

Il liquido caldo alla temperatura di 180 °C scorre all'interno di un tubo quadrato di S235 di 8 mm di spessore e lunghezza 10 m.

Si è prevista la disposizione dei generatori all'esterno del tubo quadrato e si è scelto questa forma del condotto per facilitarne l'installazione.

Come prima ipotesi si è pensato ad un raffreddamento in aria ferma, successivamente si valuterà l'ipotesi di una ventilazione forzata.

Dai dati iniziali si sono ricavate le proprietà del fluido liquido e dell'aria esterna al tubo alle rispettive temperature d'esercizio.

In seguito verranno elencate le fasi della progettazione:

1. Calcolo della velocità del fluido all'interno del tubo

$$u = \frac{\dot{m}}{A}$$

2. Calcolo del Numero di Reynolds

$$Re = \frac{uD_h}{\nu}$$

3. Calcolo del rapporto D/L

4. In base ai valori del Numero di Reynolds, del Numero di Prandtl e del rapporto D/L, scelta della correlazione adeguata per determinare il Numero di Nusselt per la convezione forzata interna ad un tubo:

$$Nu = 0,036 Re^{0,8} Pr^{1/3} (D/L)^{0,055} \quad 0,7 < Pr < 16700 \quad Re > 10^4 \quad 10 < \frac{L}{D} < 400$$

5. Divisione del tubo quadrato in quattro lati e su ognuno di essi determinazione della presenza della convezione naturale o della convezione forzata.

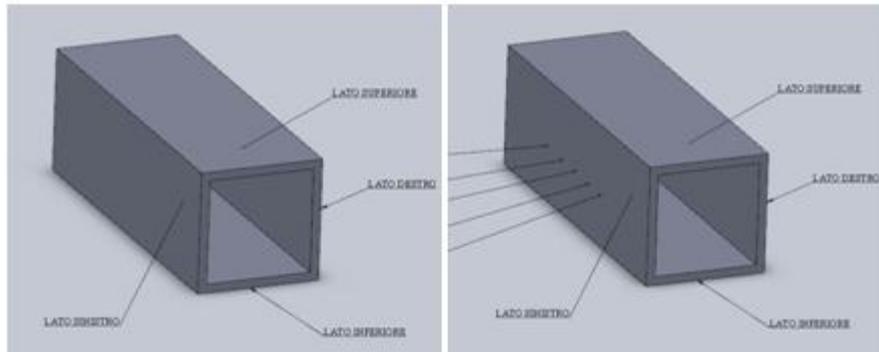


Figura 80 A sinistra caso N°1 Aria ferma; a destra caso N°2 Aria forzata

4.12.2.1 Caso N°1 Aria ferma

Il dimensionamento è stato effettuato con temperatura ambiente $T_\infty = 20^\circ\text{C}$.

- I. Presenza della convezione naturale su tutti quattro i lati. Calcolo del Numero di Grashof per la convezione naturale:

$$Gr = \frac{g\beta L^3 (T_p - T_\infty)}{\nu}$$

- II. In base al valore del Numero di Rayleigh si sceglie la correlazione adeguata per determinare il Numero di Nusselt per la convezione naturale per ognuno dei quattro lati:

LATO SUPERIORE: parete orizzontale flusso ascendente

$$Nu = 0,173Ra^{1/3} \quad 10^5 < Ra < 10^8 \quad \text{Lewandosky}$$

LATO INFERIORE: parete orizzontale flusso discendente

$$Nu = 0,27Ra^{0,25} \quad 3 \cdot 10^5 < Ra < 10^{10} \quad \text{Mc Adams}$$

LATO SINISTRO: parete verticale

$$Nu = 0,571Ra^{0,25} \quad Ra < 10^9 \quad \text{Schuh}$$

LATO DESTRO: stessa correlazione del lato sinistro

4.12.2.2 Caso N°2 Aria forzata

Il dimensionamento è stato effettuato con un flusso di aria esterna alle velocità $u=10\text{m/s}$, $u=20\text{m/s}$.

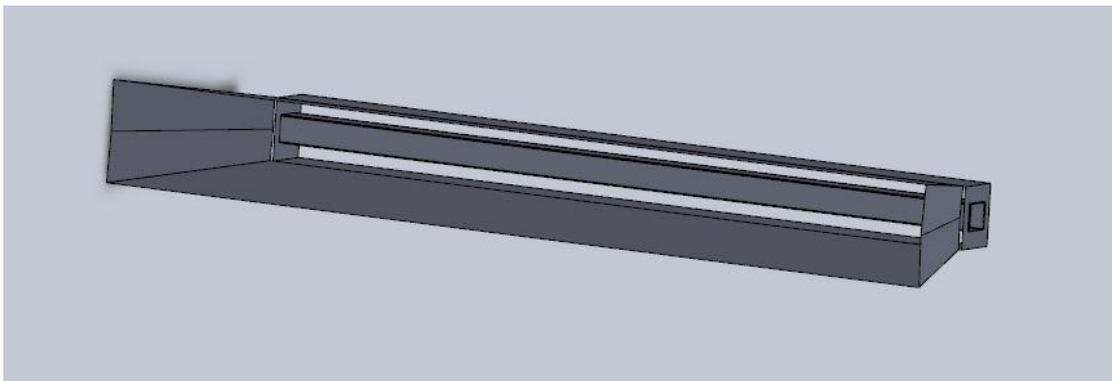


Figura 81 Convogliatore flusso d'aria montato sul tubo principale

- I. Si considera: per il lato sinistro la correlazione specifica per il getto di aria perpendicolare alla superficie, per i lati superiore ed inferiore la formula per il flusso su lastra piana e per il lato destro la convezione naturale:

LATO SUPERIORE: flusso su lastra piana

$$Nu = 0,036 Pr^{0,43} (Re^{0,8} - 9200) \left(\frac{\mu_{\infty}}{\mu_w} \right)^{0,25}$$

$$2 \cdot 10^5 < Re < 5,5 \cdot 10^6 \quad 0,7 < Pr < 380 \quad 0,26 < \frac{\mu_{\infty}}{\mu_w} < 3,5$$

Nella correlazione di Whitaker scritta sopra μ_∞ è riferita alla viscosità dell'aria alla temperatura dell'ambiente esterno, mentre μ_w è riferita alla viscosità dell'aria alla temperatura di parete (175°C).

LATO INFERIORE: stessa correlazione del lato superiore

LATO SINISTRO: getto di aria perpendicolare alla superficie

$$Nu = 0,2 Re^{2/3} \quad Re < 4 \cdot 10^5 \quad \text{Sogin}$$

LATO DESTRO: convezione naturale parete verticale

$$Nu = 0,571 Ra^{0,25} \quad Ra < 10^9 \quad \text{Schuh}$$

- II. Calcolati i Numeri di Nusselt si determinano i coefficienti di scambio termico:

$$h = \frac{NuK}{D}$$

- III. Si calcola il coefficiente di scambio termico dato dalla conduzione della parete del fluido:

$$h_{cond} = \frac{s}{\lambda}$$

- IV. Si calcola il coefficiente di scambio termico dato dall'irraggiamento:

$$h_{irr} = \frac{\varepsilon \sigma (T_p^4 - T_\infty^4)}{T_p - T_\infty}$$

- V. Si calcola il coefficiente globale di scambio termico.

Sfruttando un'analogia con l'elettronica si può affermare che la convezione naturale, l'irraggiamento e la convezione forzata sono tre resistenze in parallelo e la risultante è una resistenza in serie con la convezione forzata interna e con la conduzione. La formula generale è la seguente:

$$U = \left[\frac{1}{h_{forz.int}} + \frac{s}{\lambda} + (h_{nat} + h_{irr} + h_{forz})^{-1} \right]^{-1}$$

Il problema si suddivide ulteriormente in due modalità di risoluzione:

- a. Si considera la convezione forzata interna, la conduzione, la convezione naturale e l'irraggiamento:

$$U = \left[\frac{1}{h_{forzint}} + \frac{s}{\lambda} + (h_{nat} + h_{irr})^{-1} \right]^{-1}$$

- b. Si considera la convezione forzata interna, la conduzione, la convezione forzata e l'irraggiamento:

$$U = \left[\frac{1}{h_{forzint}} + \frac{s}{\lambda} + (h_{irr} + h_{forz})^{-1} \right]^{-1}$$

- VI. Si determina la temperatura in uscita del fluido dal tubo a sezione quadrata:

$$T_2 = (T_1 - T_w) e^{-\frac{U_{tot} \pi D L}{mc_p} + T_w}$$

- VII. Si valuta la potenza termica scambiata dal fluido entro il condotto:

$$Q = mc_p (T_1 - T_2)$$

- VIII. Considerando un rendimento di conversione dei generatori del 3% si ottiene la potenza elettrica in uscita

$$Q_{elett} = Q \cdot \eta_{conversione}$$

La funzione principale della tabella seguente è quella di determinare la potenza termica scambiata tra il fluido all'interno del condotto principale (di sezione quadrata, ma nel calcolo si è considerato anche una sezione cilindrica) e i TEG e la potenza elettrica in uscita.

I dati di partenza comprendono: le proprietà dei fluidi, i dati geometrici e i dati dinamici.

Accelerazione di gravità	g	$m s^{-2}$	9.81				
temperatura ingresso fluido	T _{fi}	°C	180.0				
temperatura uscita fluido	T _{fu}	°C	180.0				
temperatura media fluido interno	T _{fmi}	°C	180.0				
temperatura media fluido esterno	T _{fme}	°C	20.0				
temperatura media di parete	T _{mp}	°C	175.0				
temperatura di film	T _{film}	°C	97.5				
Proprietà	Simbolo	Unità SI	Olio	Acqua	Aria 100°C	Aria 20°C	
densità	ρ	$kg m^{-3}$	759	887	0.946	1.2	
viscosità	μ	Pa s	0.0014	0.000150	2.18E-05	1.81E-05	
viscosità dinamica	ν	$m^2 s^{-1}$	1.82E-06	1.69E-07	2.31E-05	1.51E-05	
calore specifico	c	$J kg^{-1} K^{-1}$	2465	4404	1009	1006	
conducibilità termica	λ	$W m^{-1} K^{-1}$	0.122	0.673	0.031	0.025	
diffusività termica	α	$m^2 s^{-1}$	6.52E-08	1.72E-07	3.25E-05	2.07E-05	
Coefficiente di dilatazione	β	K^{-1}	0	0	0.0027	0.0034	
numero di Prandtl	Pr	-	27.91	0.98	0.71	0.73	
Dati geometrici							
Sezione condotto	Rettangolare						
Diametro idraulico	0.334	m					
Lunghezza	10	m					
Spessore condotto	0.008	m					
Rapporto lunghezza diametro idraulico	29.9	-					
Materiale	S235						
conducibilità termica	30	$W m^{-1} K^{-1}$					
Resistenza termica	2.67E-04	$K m^2 W^{-1}$					
Dati dinamici							

Portata volumetrica fluido	q	$m^{-3} s^{-1}$	0.076	0.067			
Portata volumetrica fluido	q	$m^{-3} h^{-1}$		240			
Portata massica fluido	m	$kg s^{-1}$	58.05	59.13			
Velocità fluido entro condotto	u	$m s^{-1}$	0.69	0.60			
Velocità fluido esterno	u	$m s^{-1}$			0	10	
					0	20	
Raggruppamenti							
Numero di Reynolds interno	Re_i	-	125811	1178977	0	0	
Numero di Grashof interno	Gr_i	-	0	0	0	0	
Numero di Prandtl interno	Pr_i	-	27.91	0.98	0	0	
Numero di Rayleigh interno	Ra_i	-	0	0	0	0	
Numero di Reynolds esterno u=10	Re_e		0	0	0	221192	
Numero di Reynolds esterno u=20	Re_e	-	0	0	0	442384	
Numero di Grashof esterno	Gr_e	-	0	0	2.86E+08	0	
Numero di Prandtl esterno	Pr_e	-	0	0	7.10E-01	0	
Numero di Rayleigh esterno	Ra_e	-	0	0	2.03E+08	0	
Numero di Nusselt conv forz int	Nu	-	1582	3106	0	0	
Numero di Nusselt conv nat parete verticale	Nu	-	0	0	68	0	
Numero di Nusselt conv nat par oriz flusso ascendente	Nu	-	0	0	102	0	
Numero di Nusselt conv nat par oriz flusso discendente	Nu	-	0	0	32	0	
Numero di Nusselt conv forz est lastra piana oriz con u=10	Nu	-	0	0	0	328	
Numero di Nusselt conv forz est (conv nat parete verticale)	Nu	-	0	0	68	0	
Numero di Nusselt conv forz est getto su piastra verticale con u=10	Nu	-	0	0	0	731	
Numero di Nusselt conv forz est getto su piastra verticale con u=20	Nu	-	0	0	0	1161	
Numero di Nusselt conv forz est lastra piana oriz con u=20	Nu	-	0	0	0	802	
Numero di Nusselt conv nat cilindro orizzontale	Nu	-	0	0	63	0	
Coeff di scambio termico conv forz int	h	$WK^{-1}m^{-2}$	578	6258	0	0	

Coeff di scambio termico conv nat parete verticale	h	$WK^{-1}m^{-2}$	0	0	6	0	
Coeff di scambio termico conv nat par oriz flusso ascendente	h	$WK^{-1}m^{-2}$	0	0	9	0	
Coeff di scambio termico conv nat par oriz flusso discendente	h	$WK^{-1}m^{-2}$	0	0	3	0	
Coeff di scambio termico conv forz est lastra piana oriz con u=10	h	$WK^{-1}m^{-2}$	0	0	0	25	
Coeff di scambio termico conv forz est (conv nat parete verticale)	h	$WK^{-1}m^{-2}$	0	0	6	0	
Coeff di scambio termico conv forz est getto su piastra verticale con u=10	h	$WK^{-1}m^{-2}$	0	0	0	55	
Coeff di scambio termico conv forz est getto su piastra verticale con u=20	h	$WK^{-1}m^{-2}$	0	0	0	87	
Coeff di scambio termico conv forz est lastra piana oriz con u=20	h	$WK^{-1}m^{-2}$	0	0	0	60	
Coeff di scambio termico conv nat cilindro orizzontale	h	$WK^{-1}m^{-2}$	0	0	6	0	
Coeff di scambio termico irraggiamento	h	$WK^{-1}m^{-2}$	0	0	0	0	11
Coeff di scambio termico lati							
Coeff di scambio termico lato superiore conv nat est+irr	h	$WK^{-1}m^{-2}$	0	0	20	0	
Coeff di scambio termico lato inferiore conv nat est+irr	h	$WK^{-1}m^{-2}$	0	0	14	0	
Coeff di scambio termico lato destro conv nat est+irr	h	$WK^{-1}m^{-2}$	0	0	17	0	
Coeff di scambio termico lato sinistro conv nat est+irr	h	$WK^{-1}m^{-2}$	0	0	17	0	
Coeff di scambio termico lato superiore conv forz est con u=10 +irr	h	$WK^{-1}m^{-2}$	0	0	0	35	
Coeff di scambio termico lato inferiore conv forz est con u=10 +irr	h	$WK^{-1}m^{-2}$	0	0	0	35	
Coeff di scambio termico lato destro conv forz est con u=10 +irr	h	$WK^{-1}m^{-2}$	0	0	0	17	
Coeff di scambio termico lato sinistro conv forz est con u=10 +irr	h	$WK^{-1}m^{-2}$	0	0	0	66	
Coeff di scambio termico lato superiore conv forz est con u=20 +irr	h	$WK^{-1}m^{-2}$	0	0	0	71	
Coeff di scambio termico lato inferiore conv forz est con u=20 +irr	h	$WK^{-1}m^{-2}$	0	0	0	71	
Coeff di scambio termico lato destro conv forz est con u=20 +irr	h	$WK^{-1}m^{-2}$	0	0	0	17	
Coeff di scambio termico lato sinistro conv forz est con u=20 +irr	h	$WK^{-1}m^{-2}$	0	0	0	98	

Coeff globale di scambio termico							
U lato superiore conv forz int+cond+conv nat est+irr	U1	WK ⁻¹ m ⁻²	19	20	0	0	
U lato inferiore conv forz int+cond+conv nat est+irr	U2	WK ⁻¹ m ⁻²	13	14	0	0	
U lato destro conv forz int+cond+conv nat est+irr	U3	WK ⁻¹ m ⁻²	17	17	0	0	
U lato sinistro conv forz int+cond+conv nat+irr	U4	WK ⁻¹ m ⁻²	17	17	0	0	
U lato superiore conv forz int+cond+conv forz est con u=10 +irr	U1	WK ⁻¹ m ⁻²	33	35			
U lato inferiore conv forz int+cond+conv forz est con u=10 +irr	U2	WK ⁻¹ m ⁻²	33	35			
U conv forz int+cond+conv forz est con u=10 +irr	U3	WK ⁻¹ m ⁻²	17	17			
U conv forz int+cond+conv forz est con u=10+irr	U4	WK ⁻¹ m ⁻²	58	64			
U conv forz int+cond+conv forz est con u=20 +irr	U1	WK ⁻¹ m ⁻²	62	69			
U lato inferiore conv forz int+cond+conv forz est con u=20 +irr	U2	WK ⁻¹ m ⁻²	62	69			
U lato destro conv forz int+cond+conv forz est con u=20 +irr	U3	WK ⁻¹ m ⁻²	17	17			
U lato sinistro conv forz int+cond+conv forz est con u=20+irr	U4	WK ⁻¹ m ⁻²	82	94			
UTcilindro conv forz int+conv nat est (calcolato vel con area quadrato)	UT1	WK ⁻¹ m ⁻²	6	6			
UTprisma base quadrata conv forz int+cond+conv nat est +irr	UT2	WK ⁻¹ m ⁻²	66	68			
UTprisma base quadrata conv forz int+cond+conv forz est con u=10 +irr	UT3	WK ⁻¹ m ⁻²	141	151			
UTprisma base quadrata conv forz int+cond+conv forz est con u=20 +irr	UT4	WK ⁻¹ m ⁻²	223	249			
Area cilindro PI.GRECO*d*I	10.5	m ²					
Area lato prisma l*L	3.34	m ²					
Temperatura fluido in uscita							
Temperatura in uscita cilindro conv forz int+conv nat est	T_fu	°C	179.8	179.9			
Temperatura in uscita pbq conv forz int+cond+ conv nat est +irr	T_fu	°C	179.2	179.6			
Temperatura in uscita pbq conv forz int+cond+ conv forz est con u=10 +irr	T_fu	°C	178.4	179.0			

Temperatura in uscita pbq conv forz int+cond+ conv forz est con u=20 +irr	T_fu	°C	177.4	178.4			
Potenza scambiata							
Potenza scambiata cilindro conv forz int+conv nat est	Q	W	30627	30919			
Potenza scambiata pbq conv forz int+cond+conv nat est +irr	Q	W	110731	113854			
Potenza scambiata pbq conv forz int+cond+conv forz est con u=10 +irr	Q	W	234982	252012			
Potenza scambiata pbq conv forz int+cond+conv forz est con u=20 +irr	Q	W	370644	415118			
Rendimento		3%					
Potenza scambiata cilindro conv forz int+conv nat est* η	Q	W	919	928			
Potenza scambiata pbq conv forz int+cond+conv nat est +irr* η	Q	W	3322	3416			
Potenza scambiata pbq conv forz int+cond+conv forz est con u=10 +irr* η	Q	W	7049	7560			
Potenza scambiata pbq conv forz int+cond+conv forz est con u=20 +irr* η	Q	W	11119	12454			

Tabella 11 Riassunto delle prestazioni della Configurazione N°1

La temperatura del fluido in uscita dal condotto è prossima alla temperatura del fluido all'ingresso quindi lo scambio termico risultante utilizzando questa configurazione è limitato.

Si deve considerare che parte dell'energia in uscita deve alimentare i ventilatori necessari per la convezione forzata quindi la potenza netta diminuisce ulteriormente.

Si può affermare che la configurazione N°1 presenta molti svantaggi.

4.12.3 Configurazione N°2

Il generatore termoelettrico in esame può essere considerato un vero e proprio scambiatore di calore controcorrente dove nella parte centrale scorre il fluido caldo e all'esterno il fluido freddo.

E' stata ipotizzata una temperatura del fluido freddo $T_f=12\text{ °C}$ mentre la temperatura del fluido caldo è $T_c=180\text{ °C}$.

La casa costruttrice del TEG fornisce la tabella seguente:

ΔT	W
100	40
120	70
150	100
170	110

Tabella 12 Prestazioni modulo TEG

Di seguito è visualizzata la linea di tendenza risultante dall'interpolazione dei valori della tabella:

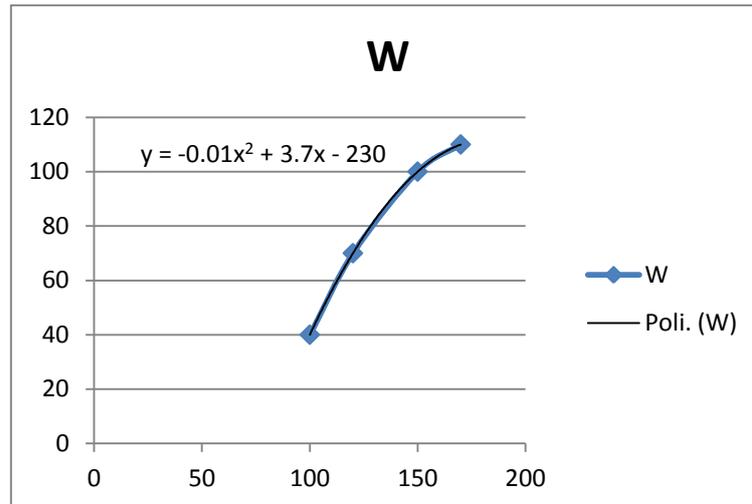


Figura 82 Linea di tendenza

L'equazione polinomiale di secondo grado ricavata nel grafico permette di determinare la potenza elettrica in uscita in base al salto termico fornito.

4.12.3.4 Fasi della progettazione per la disposizione dei generatori elettrici in parallelo

1. Ci sono due diverse tipologie di disposizione dei moduli: in serie ed in parallelo. Come primo vincolo di sviluppo si suppone che tutti i moduli siano disposti in parallelo.

Calcolo del numero di moduli necessari data la portata totale del fluido caldo in ingresso e la portata massima del fluido caldo in ingresso per il singolo modulo:

$$N^{\circ}\text{moduli} = \frac{\dot{m}_{\text{toting}}}{\dot{m}_{\text{moduloing}}}$$

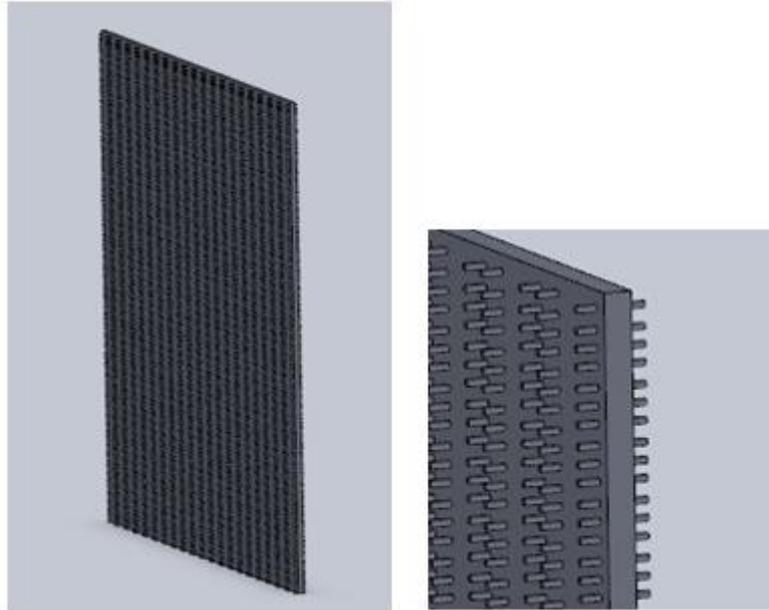


Figura 83 Disposizione dei 1000 moduli TE in parallelo

2. Si calcola la potenza termica in ingresso e il ΔT riferito al fluido caldo:

$$Q_{caldo} = \frac{Pel}{\eta_{el}} \quad Q_{caldo} = \dot{m}c_p \Delta T_{caldo} = \dot{m}c_p (T_{ing} - T_{usc}) \quad \Delta T_{caldo} = \frac{Q_{caldo}}{\dot{m}c_{pcaldo}}$$

$$T_{caldausc} = T_{caldaing} - \Delta T_{caldo}$$

3. Si calcola la potenza termica in uscita e il ΔT riferito al fluido freddo:

$$Q_{freddo} = Pel \left(\frac{1}{\eta_{el}} - 1 \right) \quad Q_{freddo} = \dot{m}c_p \Delta T_{freddo} = \dot{m}c_p (T_{usc} - T_{ing})$$

$$\Delta T_{freddo} = \frac{Q_{freddo}}{\dot{m}c_{pfreddo}} \quad T_{freddausc} = T_{freddaing} + \Delta T_{freddo}$$

I dati iniziali comprendono le temperature, le portate e i calori specifici dell'acqua all'ingresso delle sezioni dei tubi del fluido caldo e del fluido.

Sono inseriti anche i coefficienti della linea di tendenza utili a determinare la potenza elettrica in uscita.

L'obiettivo è determinare le temperature del fluido, sia caldo che freddo, nelle sezioni d'uscita.

T_ci	°C		150	120	100	180
T_fi	°C		0	0	0	12
DT	°C		150	120	100	168
c_2			-0.01			
c_1			3.7			
c_0			-230			
P_el	W		100	70	40	109.36
eta_e			0.025	0.025	0.025	0.025
Q_in	W					4374
Q_out	W					4265
ΔTc	°C					16.12
ΔTf	°C					16.56
T_cu	°C					163.88
T_fu	°C					28.56
m_c	Kg s ⁻¹	0.06				
m_f	Kg s ⁻¹	0.06				
Cp 140°C	J Kg ⁻¹ K ⁻¹	4404				
Cp 20°C	J Kg ⁻¹ K ⁻¹	4182				

Tabella 13 Riassunto delle prestazioni della Configurazione N°2

La potenza ottenibile per ogni singolo modulo considerato il $\Delta T=168^\circ\text{C}$ risulta 109,36W quindi questo valore rende la configurazione N°2 interessante per una valutazione più approfondita dell'impianto.

In questa fase della progettazione si devono dimensionare i collettori di ingresso e uscita e calcolare le perdite di carico risultanti.

Anche in questo caso si conoscono le proprietà del fluido di lavoro.

Verranno utilizzati tubi di sezione quadrata o rettangolare per facilitare l'installazione e i collegamenti con i TEG.

Fasi della progettazione:

1. Si ipotizza una struttura con i 1000 moduli distribuiti in 50 righe per 20 colonne con un ingombro complessivo di 4 m x 4 m .

Come punto di partenza si conosce il diametro dei tubi dei moduli, calcolando la sezione e sfruttando le correlazioni seguenti si determinano le sezioni dei collettori orizzontali di ingresso e uscita:

n= numero di tubi

k = coefficiente di perdita di carico k=0.5 ingresso k=1 uscita

$$\frac{A}{\sum_1^n A_n} = \frac{2}{\sqrt{1+k}}$$

$$\frac{A}{\sum_1^n A_n} = \frac{4}{\sqrt{1+k}}$$

2. Si calcolano le perdite di carico distribuite, concentrate e totali:

$$\Delta p_{distr} = f \frac{u^2}{2} \frac{L}{D} \quad f = \frac{1}{\left[-4 \log \left(\frac{0,27R}{D} + \frac{7}{\text{Re}} \right)^{0,9} \right]^2} \quad \Delta p_{conc} = k \frac{u^2}{2}$$

$$\Delta p_{totale} = \Delta p_{distr} + \Delta p_{conc}$$

Proprietà			Sezione tubi	Acqua 180°C	Acqua 12°C	Sezione tubi
densità	ρ	kg m^{-3}		887	995	
calore specifico	c	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$		4404	4191	
visc dinamica	μ	Pa s		0.0002	0.0012	
visc cinematica	ν	$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$		1.7E-07	1.2E-06	
Dati dinamici e geometrici						
Portata totale	q	$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$		0.067	0.067	
Portata tubo d=8	q	$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$		3.3E-05	1.7E-05	
Rapporto aree ingresso collettore orizzontale -moduli	$A/\sum A_c$	-		1.63	1.63	
Lato minimo collettore orizzontale ingresso	$A/\sum A_c$	m	70*70	0.057	0.057	80*80
Rapporto aree uscita collettore orizzontale -moduli	$A/\sum A_c$	-		2.83	2.83	
Lato minimo collettore orizzontale uscita	$A/\sum A_c$	m	80*80	0.074	0.074	80*80
Rapporto aree ingresso collettore verticale-collettore orizzontale	$A/\sum A_c$	-		1.63	1.63	
Lato minimo collettore verticale ingresso	$A/\sum A_c$	m	600*600	0.51	0.58	600*600
Rapporto aree uscita collettore verticale-collettore orizzontale	$A/\sum A_c$	-		1.41	1.41	
Lato minimo collettore verticale uscita	$A/\sum A_c$	m	600*600	0.54	0.54	600*600
Portata tubo 70*70	q	$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$		0.0013	0	
Portata tubo 80*80	q	$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$		0.0013	0.0013	
Portata tubo 600*600	q	$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$		0.067	0.067	
Velocità tubo d=8	u	m s^{-1}		0.68	0.34	
Velocità tubo 70*70	u	m s^{-1}		0.33	0	
Velocità tubo 80*80	u	m s^{-1}		0.25	0.92	
Velocità tubo 600*600	u	m s^{-1}		0.20	0.20	
Area tubo d=8	A	m^2		4.9E-05	4.9E-05	

Area tubo 70*70	A	m ²		0.004	0
Area tubo 80*80	A	m ²		0.005	0.005
Area tubo 600*600	A	m ²		0.34	0.34
Diametro idraulico tubo d=8	Dh	m		0.008	0.008
Diametro idraulico tubo 70*70	Dh	m		0.064	0
Diametro idraulico tubo 80*80	Dh	m		0.073	0.073
Diametro idraulico tubo 600*600	Dh	m		0.58	0.58
Lunghezza tubo d=8	L	m		1	1
Lunghezza tubo 70*70	L	m		4	0
Lunghezza tubo 80*80	L	m		4	8
Lunghezza tubo 600*600	L	m		4	4
Raggruppamenti					
N Reynolds tubo d=8	Re	-		31809	2230
N Reynolds tubo 70*70	Re	-		123969	0
N Reynolds tubo 80*80	Re	-		85313	11963
N Reynolds tubo 600*600	Re	-		679693	95307
Perdite di carico					
Coeff perd distribuita tubo d=8	f	-		0.011	0.015
Coeff perd distribuita tubo 70*70	f	-		0.006	0
Coeff perd distribuita tubo 80*80	f	-		0.006	0.008
Coeff perd distribuita tubo 600*600	f	-		0.004	0.005
Variazione pressione perd distribuita tubo d=8	Δp	Kg m ⁻¹ s ⁻²		281	107
Variazione pressione perd distribuita tubo 70*70	Δp	Kg m ⁻¹ s ⁻²		19	0
Variazione pressione perd distribuita tubo 80*80	Δp	Kg m ⁻¹ s ⁻²		9	367
Variazione pressione perd distribuita tubo 600*600	Δp	Kg m ⁻¹ s ⁻²		0.5	0.6

Coeff perdita ingresso	ki	-		0.5	0.5	
Coeff perdita uscita	ku	-		1	1	
Variazione pressione perd concentrata totale tubo d=8	Δp	$\text{Kg m}^{-1} \text{s}^{-2}$		309	87	
Variazione pressione perd concentrata totale tubo 70*70	Δp	$\text{Kg m}^{-1} \text{s}^{-2}$		72	0	
Variazione pressione perd concentrata totale tubo 80*80	Δp	$\text{Kg m}^{-1} \text{s}^{-2}$		42	626	
Variazione pressione perd concentrata totale tubo 600*600	Δp	$\text{Kg m}^{-1} \text{s}^{-2}$		26	29	
Variazione di pressione totale	Δp	$\text{Kg m}^{-1} \text{s}^{-2}$		35536	39892	

Tabella 14 Dimensionamento collettori

4.12.3.5 Tabella analisi economica

La fase più complessa dell'analisi economica è legata all'individuazione e determinazione dei costi per la realizzazione dei collettori di ingresso e di uscita.

RICAVI				
Costo energia	€/kWh	0.12		
Ore al giorno	h	18		
Giorni all'anno	gg/anno	335		
kW per modulo	kW/modulo	0.085		
Numeo moduli		1000		
kW totali moduli		85		
€ energia all'anno prodotti	€/anno	61506		
COSTI				
Costo modulo	€	554		
Costo totale moduli	€	554000		
			Acqua calda	Acqua fredda
Costo S235 al kg	€/Kg	0.74		
Kg/m tubo d=8	Kg/m	0.34		
Kg/m tubo 70*70	kg/m	6.63		
Kg/m profilato 80*80	kg/m	8.53		
Kg/m profilato 600*600	kg/m	90.2		
m tubo d=8	m		180	1800
m tubo 70*70	m		200	0
m tubo 80*80	m		200	400
m tubo 600*600	m		4	4
Costo tubo d=8	€	498		
Costo tubo 70*70	€	981		

Costo tubo 80*80	€	3787		
Costo tubo 600*600	€	534		
Costo totale tubi	€	5303		
Costo saldatura a filo all'ora(compreso operatore)	€/s	0.012		
Numero di saldature d=8 con d=8			3900	3900
Numero di saldature d=8 con tubo quadrato			6000	6000
Numero di saldature tubo quadrato con 600*600			100	100
Stima del tempo di una saldatura d=8 con d=8	s	8		
Stima del tempo di una saldatura d=8 con tubo quadrato	s	8		
Stima del tempo di una saldatura tubo quadrato con 600*600	s	30		
Costo totale saldature d=8 con d=8	€	749		
Costo totale saldature d=8 con tubo quadrato	€	1152		
Costo totale saldature tubo quadrato con 600*600	€	72		
Costo saldature tappi tubi	€	102		
Costo complessivo saldature	€	2075		
Costo complessivo taglio con troncatrice	€	1000		
Costo complessivo taglio al plasma	€	2000		
Costo struttura esterna	€	200		

Anno		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Ricavi totali		0	61506	61506	61506	61506	61506	61506	61506	61506	61506	61506	61506	61506	61506
Costi totali		564577	0	0	0	0		0	0	0		0	0	0	0
Utili totali		-564577	61506	61506	61506	61506	61506	61506	61506	61506	61506	61506	61506	61506	61452
Interesse	5%	-564577	58577	55788	53131	50601	48192	45897	43711	41630	39647	37759	35961	34249	32589
Net present value(Van)												-89644			13155

Tabella 15 Analisi economica Configurazione N°2

Gran parte dell'esborso iniziale è legato all'acquisto dei TEG; i costi relativi alle tubazioni di ingresso e di uscita e i costi di lavorazione del metallo ricoprono il 2,5% dell'importo complessivo.

L'esborso iniziale risulta pareggiato con i ricavi al tredicesimo anno, un arco di tempo eccessivo per le strategie economiche di un'impresa.

4.12.3.5 Analisi sulla variazione dei parametri con la disposizione dei generatori termoelettrici in serie

Ora si analizza come variano le temperature dei liquidi in uscita ipotizzando di disporre 500 moduli in serie ad altri 500.

Per calcolare le temperature intermedie si dovranno ipotizzare dei valori e successivamente compiere delle iterazioni.

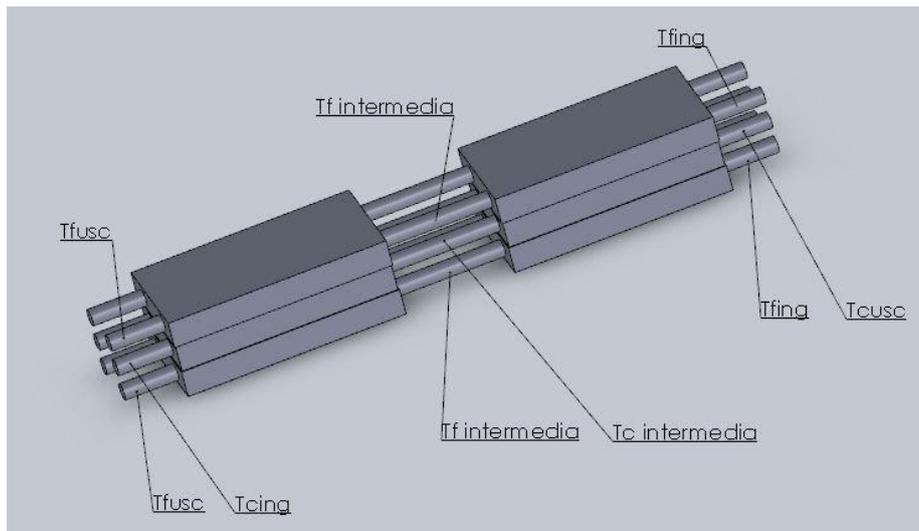


Figura 84 Configurazione dei moduli in serie

T_ci	°C		150	120	100	180	180	164.6	180
T_fi	°C		0	0	0	12	25	12	27.4
DT	°C		150	120	100	168	155	153	152.60
c_2			-0.01						
c_1			3.7						
c_0			-230						
P_el	W		100	70	40	109.36	103.25	101.75	101.75
eta_e			0.025	0.025	0.025	0.025	0.025	0.025	0.025

Q _{in}	W					4374		4070	4070
Q _{out}	W					4265		3968	3968
ΔT _c	°C					16.12		15.00	15.0
ΔT _f	°C					16.56		15.40	15.4
T _{cu}	°C					163.88		149.60	165.0
T _{fu}	°C					28.56		27.40	42.8
m _c	Kg s ⁻¹	0.06							
m _f	Kg s ⁻¹	0.06							
Cp 140°C	J Kg ⁻¹ K ⁻¹	4404							
Cp 20°C	J Kg ⁻¹ K ⁻¹	4182							

Tabella 16 Variazione dei parametri con la disposizione dei moduli termoelettrici in serie

		Dati	Ipotesi 1 Tentativo	Risultato	Ipotesi 2 Tentativo	Risultato
T _{C_{ing}}	°C	180				
T _{C_{intermedia}}	°C		170	165	165	165
T _{C_{usc}}	°C			154.5		149.9
T _{f_{ing}}	°C	12				
T _{f_{intermedia}}	°C			27.9		27.4
T _{f_{usc}}	°C			43.2		42.8

Tabella 17 Iterazioni effettuate per determinare le temperature intermedie e finali

4.12.3.6 Confronto tra le disposizioni dei generatori termoelettrici in serie e in parallelo

		Moduli parallelo	Moduli serie
Potenza elettrica	W	109.3	101.7
T _{C_{usc}}	°C	163.8	165
T _{f_{usc}}	°C	28.50	42.8

Tabella 18 Confronto tra le disposizioni dei generatori termoelettrici in serie ed in parallelo

5.MOTORE STIRLING

5.1 Introduzione

La macchina di Stirling deve il suo nome al suo inventore il reverendo Robert Stirling che nel 1815 inventò e nel 1817 brevettò la prima versione della macchina il cui disegno (molto probabilmente dello stesso Robert Stirling) è riportato in figura 85.

Il motore Stirling è un dispositivo utilizzato per convertire l'energia termica in energia meccanica utilizzando una variazione di pressione interna al sistema sviluppata grazie ad un gradiente di temperatura.

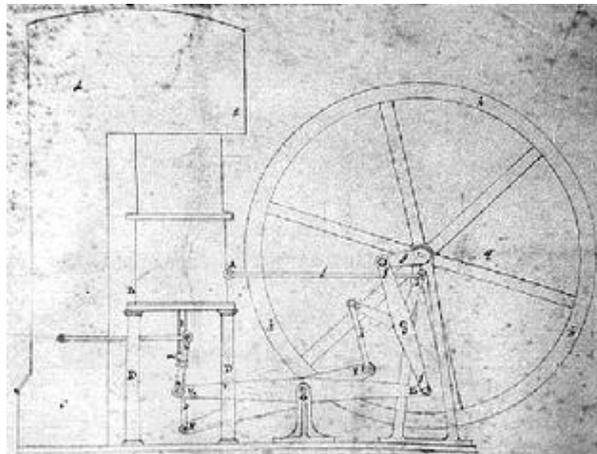


Figura 85 Disegno di un motore Stirling

La macchina era costituita da un lungo cilindro riscaldato nella parte superiore tramite i gas caldi prodotti da una combustione e raffreddato nella parte inferiore con aria o acqua.

Il cilindro contiene al suo interno un dislocatore di diametro sensibilmente minore rispetto al diametro interno del cilindro ed un pistone di potenza.

Il moto alternato del pistone e del dislocatore è regolato dal manovellismo visibile in figura 85.

Il dislocatore determina il passaggio del fluido di lavoro dalla parte calda a quella fredda del cilindro facendolo transitare attraverso un rigeneratore metallico disposto intorno ad esso.

Il successo della macchina di Stirling però venne oscurato dalla presenza dei cicli a vapore che all'epoca garantivano migliori prestazioni e maggiore affidabilità soprattutto per quanto riguardava la resistenza meccanica delle parti calde della macchina.

A frenare ancora di più lo sviluppo della macchina di Stirling, che dal punto di vista termodinamico offre le migliori prestazioni possibili, fu l'avvento dei motori a combustione interna che all'epoca erano competitivi rispetto alle macchine Stirling.

Grazie allo sviluppo e alla ricerca di nuovi materiali, le applicazioni e le performance dei motori Stirling sono notevolmente aumentate.

Nel paragrafo successivo verrà descritto il principio di funzionamento di un motore Stirling e i ruoli dei vari componenti costitutivi.

5.2 Principio di funzionamento

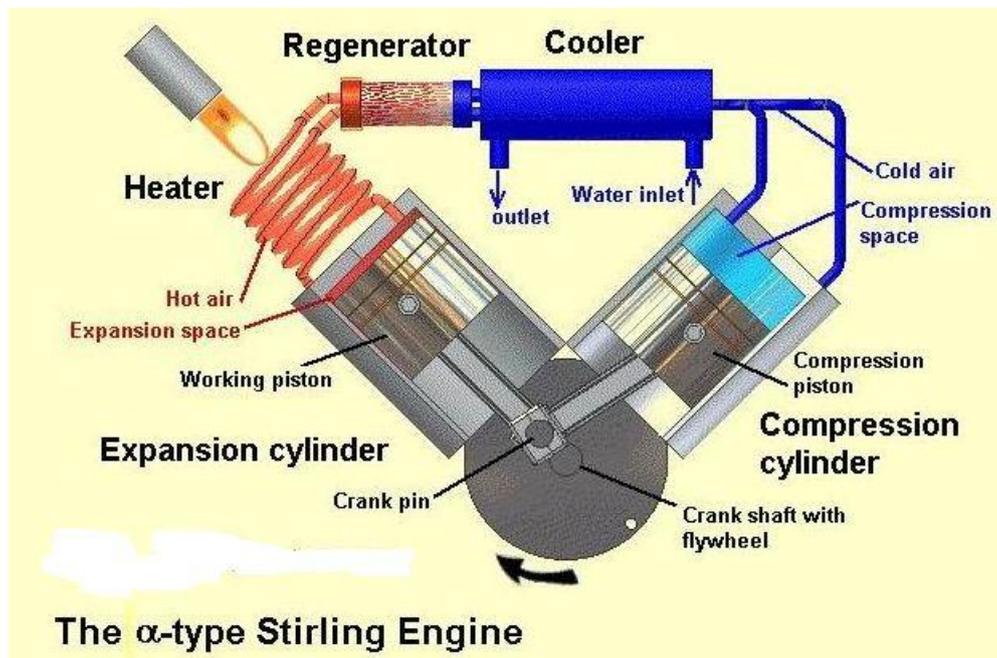


Figura 86 Motore Stirling tipo- α

I componenti fondamentali del motore Stirling sono i seguenti:

1. Sistema cilindro-pistone
2. Scambiatori di calore lato caldo e lato freddo
3. Rigeneratore
4. Sistema di trasmissione del moto

Lo spazio di lavoro è suddiviso in due volumi: il volume di compressione dove il gas viene raffreddato e il volume di espansione dove il gas viene riscaldato.

I gas utilizzati sono: aria, azoto, elio o idrogeno (quest'ultimo usato soprattutto nelle versioni ad alto rendimento).

Il gas di lavoro attraversa i due scambiatori di calore, con la conseguenza che la pressione e la temperatura del fluido variano continuamente seguendo il comportamento descritto dall'equazione costitutiva dei gas.

Il gas nel cilindro caldo tende ad espandersi generando il movimento del pistone che produrrà una potenza meccanica mentre quando il fluido incontrerà il cilindro freddo il gas si raffredderà riducendo la pressione: è quindi necessaria una differenza minima di temperatura per permettere il moto dei pistoni; maggiore sarà il salto termico maggiore sarà la potenza prodotta.

L'aggiunta di un rigeneratore che funge da scambiatore di calore è determinante per aumentare l'efficienza del motore Stirling.

Il rigeneratore è costituito da una piccola massa di materiale buon conduttore di calore, con una elevata superficie di scambio, così che possa, durante il passaggio del flusso del gas caldo verso il refrigeratore, catturare una parte significativa del calore, ed in virtù della piccola massa aumentare rapidamente di temperatura.

Quando il gas refrigerato di ritorno riattraversa il rigeneratore, questo cede il calore accumulato al gas ed abbassa in ugual modo la sua temperatura; il gas ritorna così al punto caldo già preriscaldato.

Il motore riducendo il calore sottratto dalla refrigerazione ha un rendimento drasticamente superiore.

Nei motori tecnologicamente più avanzati i rigeneratori sono costituiti da lamine sottili o lane metalliche; i materiali usati sono di norma metalli inossidabili e resistenti al calore.

Se la rigenerazione avviene in modo regolare, le fasi di espansione e di compressione risultano isoterme raggiungendo quasi l'efficienza del ciclo di Carnot.

5.3 Configurazioni del motore Stirling

5.3.1 Configurazione Alfa

Si analizza il ciclo di funzionamento suddiviso in quattro fasi:

1. Spinta
2. Riscaldamento
3. Espansione
4. Raffreddamento

Il passaggio da una fase all'altra è reso possibile dalla presenza, sull'asse del motore, di un volano che accumula energia durante le fasi e la rilascia tra una fase e l'altra.

Nel dettaglio:

1. il pistone in basso spinge l'aria verso il pistone in alto, che quindi si sposta, lasciando entrare l'aria;

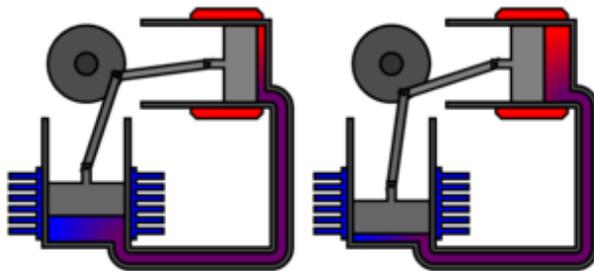


Figura 87 Fase di spinta

2. l'aria si scalda, si espande, e quindi "torna" indietro verso il pistone in basso, che quindi si sposta;

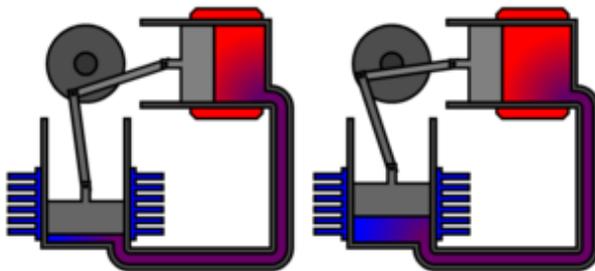


Figura 88 Fase di riscaldamento

3. lo spostamento del pistone in basso fa arrivare l'aria calda a contatto col dissipatore di calore che quindi si raffredda, e di conseguenza si contrae, così da spostare verso destra il pistone in alto;

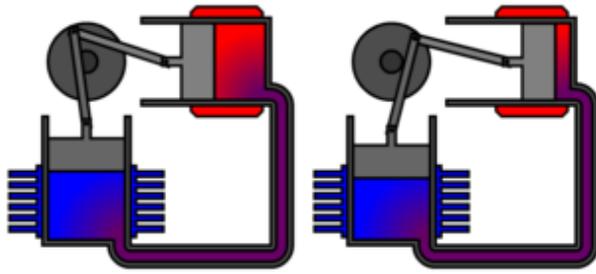


Figura 89 Fase di espansione

4. lo spostamento verso destra del pistone in alto, aiutato dall'inerzia accumulata dal volano, fa sì che il perno, continuando a girare, faccia abbassare il pistone inferiore, spingendo di nuovo l'aria verso il pistone in alto, e il ciclo ricomincia.

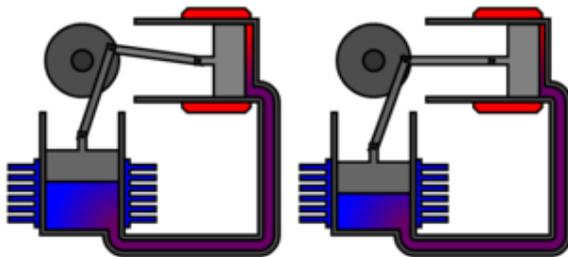


Figura 90 Fase di raffreddamento

5.3.2 Configurazione Beta

Consideriamo un sistema cilindro-pistone.

La testata del cilindro è collegata ad una camera dotata di una "parete calda" mentre il corpo del cilindro ad una "parete fredda". All'interno della camera è collocato il "dislocatore", che è costituito da un materiale isolante, non a tenuta, in grado di "coprire" alternativamente la parete calda e la parete fredda.

Il ciclo compiuto dal motore è il seguente:

1. Il dislocatore (a) copre la parte fredda (e) della camera;
2. Il gas della camera, essendo riscaldato, si espande;
3. Il pistone (b) si muove verso l'esterno della camera (in questo caso verso l'alto) nel suo moto spinge la giunzione (c) che ruota e che a sua volta sposta il dislocatore sulla parete calda (d) isolando dal calore la camera che inizia a raffreddarsi;
4. Il gas si contrae richiamando il pistone;

5. Il pistone si muove verso l'esterno (in questo caso verso il basso): analogamente a prima nel suo moto sposta il dislocatore sulla parete fredda.

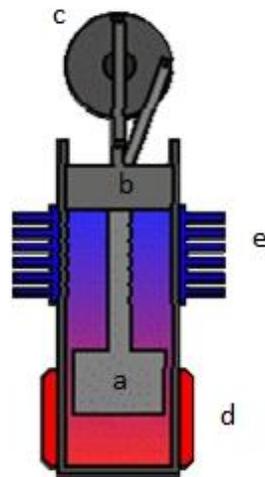


Figura 91 Motore Stirling di tipo- β

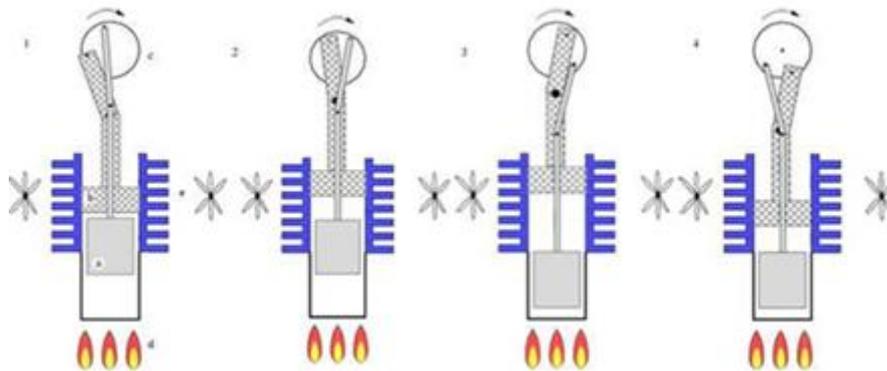


Figura 92 Fasi del ciclo del motore Stirling di tipo- β

5.3.5 Configurazione Gamma

Il motore gamma possiede un pistone di potenza e uno di trasferimento, posizionati in due cilindri separati.

Questo permette una completa separazione tra il calore scambiato con il dislocatore e la fase di compressione ed espansione associata al pistone di potenza.

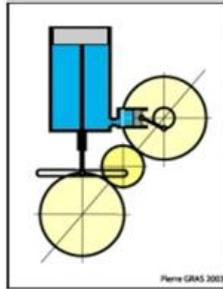


Figura 93 Motore Stirling di tipo- γ

5.3.4 Confronto tra le configurazioni alfa, beta e gamma

La configurazione alfa ha il vantaggio di avere volumi morti ridotti e di poter separare il pistone caldo da quello freddo ma pone il problema di effettuare due tenute sulle aste dei pistoni.

La configurazione beta è quella che pone minori problemi di volumi morti e di tenute.

La configurazione gamma possiede un pistone ed un dislocatore, come la configurazione beta, ma questi sono posti in diversi cilindri separando così il cilindro contenente gli scambiatori da quello contenente il pistone. Tuttavia questa configurazione presenta in genere maggiori volumi morti rispetto alle altre configurazioni e poiché parte dell'espansione avviene nel cilindro di compressione la potenza specifica risulta ridotta. La configurazione gamma è utilizzata per lo più per macchine di piccola potenza.

5.3.5 Motore Stirling a pistone libero

L'origine dei motori a ciclo Stirling a pistone libero (free piston Stirling engine) risale ad una brillante idea di W. Beale che nel 1964 intravede la possibilità di far funzionare una macchina di Stirling senza manovellismo affidando alle variazioni di pressione il compito di muovere il pistone ed il dislocatore.

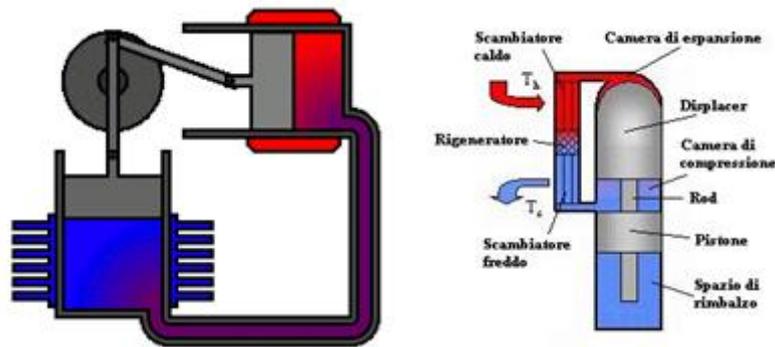


Figura 94 A sinistra motore Stirling a guida cinematica; a destra motore Stirling a pistone libero

Nella figura 94 a sinistra il pistone di potenza e il dislocatore sono collegati cinematicamente ed il sistema risultante avrà un grado di libertà.

Nella figura 94 a destra il pistone di potenza e il dislocatore sono svincolati in modo tale che il pistone ed il dislocatore si spostino solo secondo la variazione di pressione, quindi il sistema avrà più gradi di libertà.

I principali vantaggi di un motore Stirling a pistone libero sono: l'elevata efficienza, la relativa semplicità costruttiva e di funzionamento, la presenza di poche parti mobili, l'assenza di manovellismi, la possibilità di essere alimentato come per le altre tipologie di macchine di Stirling da diversi combustibili, la possibilità di produrre potenza in un intervallo ampio di temperature delle sorgenti termiche, l'elevata affidabilità, l'assenza di perdite del gas di lavoro e la possibilità di realizzazioni in intervalli di potenza da qualche W alle decine di kW.

La minore usura dei componenti rispetto ad un analogo motore con manovellismo è dovuta all'assenza di forze laterali agenti sul pistone e sul dislocatore, ad eccezione eventualmente del peso proprio dei componenti nel caso in cui l'asse non sia verticale.

A questi indubbi vantaggi si contrappone la difficoltà progettuale di un motore in cui il moto dei vari componenti non è stabilito a priori da un manovellismo che ne imponga la legge di variazione reciproca e per cui successivamente si possa disegnare la macchina ottimizzandone le prestazioni, come per le configurazioni classiche di macchine di Stirling.

Nel caso del pistone libero la dinamica delle parti mobili e la termodinamica della macchina sono fortemente correlate e si influenzano a vicenda: l'ottimizzazione delle prestazioni dovrà quindi essere ottenuta combinando questi due effetti.

Pertanto oltre alle difficoltà progettuali proprie delle macchine di Stirling, nel caso di macchine a pistone libero, si aggiunge la difficoltà dovuta all'assenza di un manovellismo che imponga una legge di variazione dei volumi fissa anche in funzione delle variazioni del carico.

Questo fa sì che a seguito di variazioni di carico o di caratteristiche termodinamiche di funzionamento della macchina cambi non solo la frequenza di oscillazione dei pistoni, ma anche le loro corse, il loro sfasamento e la loro distanza reciproca.

Di seguito verrà descritto il principio di funzionamento.

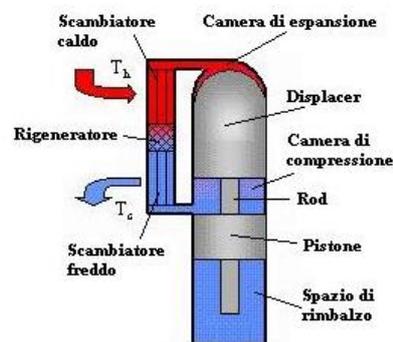


Figura 95 Componenti di un motore Stirling a pistone libero

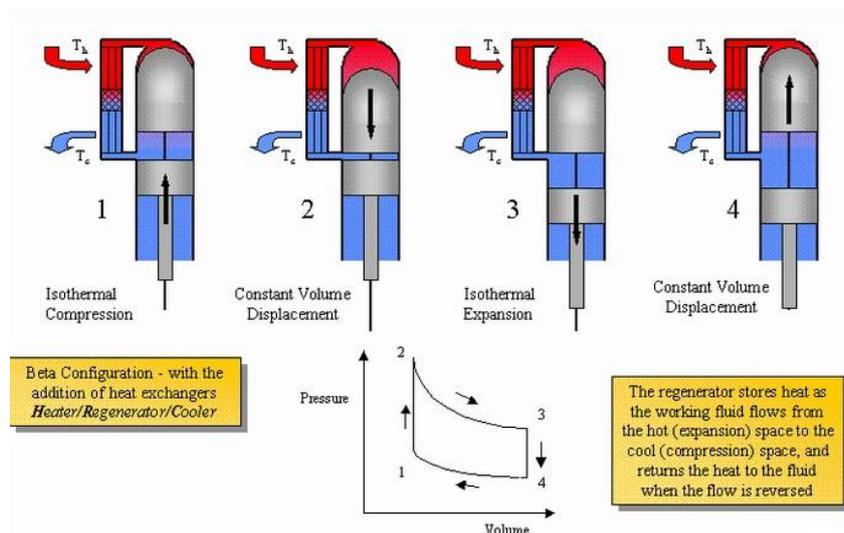


Figura 96 Fasi di un ciclo di un motore Stirling a pistone libero

Si trascuri per semplicità, e perché comunque poco significativa rispetto alle altre forze in gioco, la forza di gravità agente sul dislocatore e sul pistone, gli attriti tra le parti in moto ed altri effetti dissipativi.

Fornendo calore, tramite lo scambiatore caldo, al fluido presente in esso e nella zona di espansione la pressione del fluido tende ad aumentare nella camera di espansione e di compressione fino a sorpassare il valore della pressione vigente nella zona di rimbalzo.

Per effetto delle forze di pressione agenti sulle superfici del pistone e del dislocatore questi tenderanno a scendere. Essendo però il dislocatore notevolmente più leggero del pistone ed essendo l'area della sezione del cilindro maggiore rispetto a quella dell'asta l'accelerazione del dislocatore risulterà superiore rispetto a quella del pistone.

Il fluido quindi passerà attraverso gli scambiatori esterni, dalla camera di compressione alla camera di espansione dove si scalderà ulteriormente aumentando ancora la differenza di pressione e quindi le forze agenti sul pistone e sul dislocatore.

Di conseguenza il pistone continuerà il suo moto ed il fluido subirà una espansione.

La pressione nello spazio di rimbalzo aumenterà a causa del moto del pistone e del dislocatore fino a raggiungere e sorpassare la pressione nello spazio di lavoro; le due masse invertiranno allora il loro moto ma anche in questo caso il dislocatore avrà un'accelerazione maggiore.

Il moto combinato del pistone e del dislocatore causerà il passaggio del fluido dalla camera di espansione alla camera di compressione attraverso gli scambiatori ed il rigeneratore.

Il fluido quindi subirà una diminuzione di temperatura a seguito dell'effetto rigenerativo e del calore ceduto nello scambiatore freddo; come conseguenza la pressione vigente nello spazio di lavoro diminuirà ulteriormente.

Quando il dislocatore avrà raggiunto il suo punto morto superiore la quasi totalità del fluido sarà nella camera di compressione e verrà compresso a seguito del moto del pistone. La pressione nello spazio di lavoro aumenterà mentre diminuirà quella vigente nello spazio di rimbalzo; ancora una volta le forze agenti sulle masse invertiranno le loro direzioni causando il moto del pistone e del dislocatore verso il basso ed il ciclo si ripeterà.

5.4 Cicli termodinamici

Il ciclo di Carnot è il ciclo termodinamico con il rendimento maggiore.

Nel 1873 Reitlinger dimostrò che tutte le macchine operanti nel medesimo intervallo di temperature e funzionanti con cicli costituiti da due isoterme e da altre due trasformazioni omologhe rigenerative sono in grado di realizzare il medesimo rendimento del ciclo di Carnot.

Ipotizzando quindi un ciclo con due trasformazioni isoterme alla massima e alla minima temperatura realizzando le altre due trasformazioni mediante isocore, politropiche o isobare rigenerative si otterrà il rendimento massimo ideale.

Se si utilizzano due isobare si avrà il ciclo di Ericsson (1853), con due isocore il ciclo di Stirling (1816), con due politropiche il ciclo di Reitlinger (1873).

Nella figura seguente si riporta sul piano P-V il confronto tra il ciclo di Stirling (in blu) e il ciclo di Carnot (in rosso) a parità di temperature estreme e di volumi massimi e minimi disponibili.

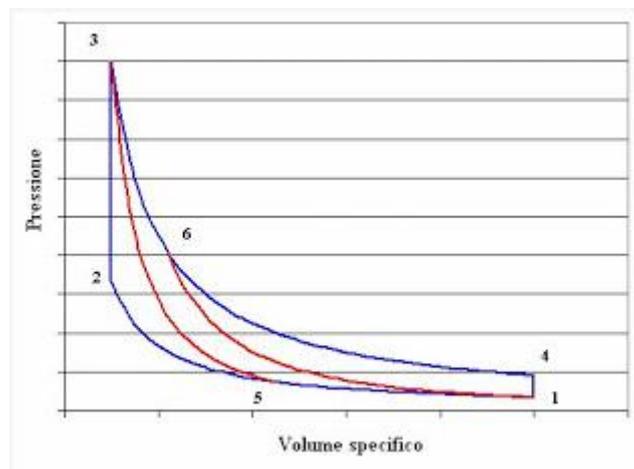


Figura 97 Confronto cicli di Carnot-Stirling

5.4.1 Ciclo di Carnot

Il ciclo di Carnot è un ciclo diretto, reversibile e bitermico tra due temperature T_1 e T_2 .

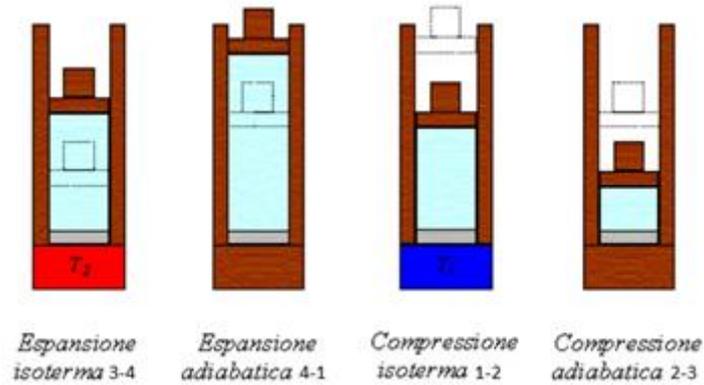


Figura 98 Trasformazioni del ciclo di Carnot

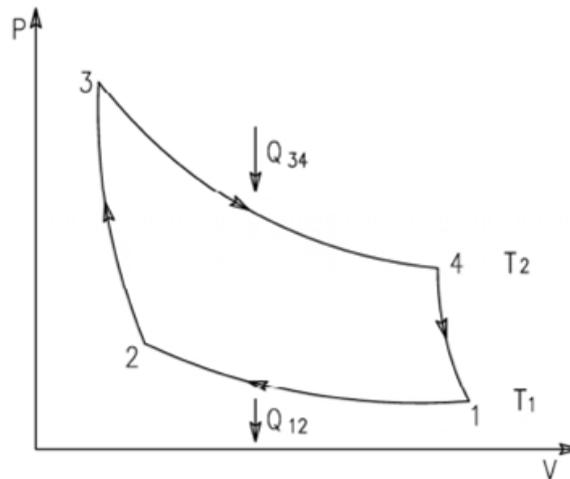


Figura 99 Diagramma P-V del ciclo di Carnot

Per la legge dei gas perfetti i volumi nei quattro punti sono dati da:

$$V_1 = \frac{nRT_1}{p_1} \quad V_2 = \frac{nRT_1}{p_2} \quad V_3 = \frac{nRT_2}{p_3} \quad V_4 = \frac{nRT_2}{p_4}$$

Per una trasformazione adiabatica vale $pV^\gamma = k$ dove k è una costante

Essendo due le trasformazioni adiabatiche si avranno due diversi valori di k

$$p_1 = \frac{k_1}{V_1^\gamma} \quad p_2 = \frac{k_2}{V_2^\gamma} \quad p_3 = \frac{k_2}{V_3^\gamma} \quad p_4 = \frac{k_1}{V_4^\gamma}$$

Sostituendo l'ultimo sistema di equazioni al precedente si possono calcolare i rapporti

$$\frac{V_4}{V_3} = \frac{V_1}{V_2}$$

Il lavoro di una isoterma è dato dall'integrale $\int_{V_i}^{V_f} p dV$ che ha come risultato

$$L = nRT \ln \frac{V_f}{V_i}$$

Il gas ideale compie quattro trasformazioni:

1. Espansione isoterma 3-4

Il gas è a contatto con la sorgente calda temperatura T_2 e riceve una quantità di calore Q_{3-4} e si espande sollevando il pistone del cilindro che lo contiene compiendo un lavoro verso l'esterno.

$$Q-L=\Delta U ; \text{ gas ideale} \rightarrow \Delta U=0, Q=L$$

$$Q_2 = Q_{3-4} = L_{3-4} = nRT_2 \ln \frac{V_4}{V_3}$$

2. Espansione adiabatica 4-1

Il gas si espande ulteriormente ma ora diabaticamente con produzione ulteriore di lavoro verso l'esterno. La temperatura, a causa del lavoro di espansione fatto a spese di una parte dell'energia interna del fluido, si abbassa fino al valore $T_1 < T_2$.

$$Q-L=\Delta U, Q=0, \rightarrow L=-\Delta U$$

$$L_{4-1} = -nC_v(T_1 - T_2)$$

3. Compressione isoterma 1-2

Durante la compressione isoterma il gas cede una certa quantità di calore Q_1 alla sorgente T_1

$$Q-L=\Delta U ; \text{ gas ideale} \rightarrow \Delta U=0, Q=L$$

$$Q_1 = Q_{1-2} = L_{1-2} = nRT_1 \ln \frac{V_2}{V_1}$$

4. Compressione adiabatica 2-3

Si ripristinano le condizioni iniziali comprimendo il gas adiabaticamente. Il lavoro che si compie dall'esterno si trasforma in un aumento dell'energia interna.

$$Q-L=\Delta U, Q=0, \rightarrow L=-\Delta U$$

$$L_{2-3} = -nC_v(T_2 - T_1)$$

Si ottiene:

$$L_{tot}=L_{1-2}+L_{2-3}+L_{3-4}+L_{4-1} \quad \text{ed essendo } \frac{V_4}{V_3} = \frac{V_1}{V_2}$$

$$\eta = \frac{L_{tot}}{Q_{ing}} = \frac{Q_{ing} - |Q_{out}|}{Q_{ing}} = \frac{Q_{3-4} - |Q_{1-2}|}{Q_{3-4}} = 1 - \frac{|Q_{1-2}|}{Q_{3-4}} = 1 - \frac{nRT_1 \ln \frac{V_1}{V_2}}{nRT_2 \ln \frac{V_4}{V_3}} = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

5.5 Ciclo di Stirling

Il ciclo termodinamico di Stirling è costituito da quattro trasformazioni:

1. Compressione isoterma 1-2 a temperatura T_1 con cessione di calore Q_{1-2}
2. Assorbimento di calore di rigenerazione Q_{2-3} a volume costante 2-3
3. Espansione isoterma 3-4 a temperatura T_2 con assorbimento di calore Q_{3-4}
4. Cessione di calore di rigenerazione Q_{4-1} a volume costante 4-1

Il ciclo ideale di è riportato sul piano P-V

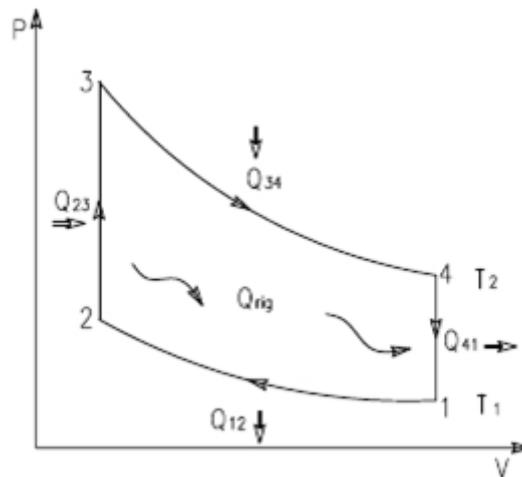


Figura 100 Diagramma P-V del ciclo di Stirling

Il calore viene scambiato con l'esterno tramite le due trasformazioni di compressione ed espansione.

In particolare affinché la compressione sia perfettamente isoterma è necessario che il fluido ceda una determinata quantità di calore (pari al lavoro di compressione)

all'esterno e che durante l'espansione isoterma questo riceva dall'esterno del calore (pari al lavoro di espansione).

Durante le due trasformazioni isocore il fluido viene alternativamente scaldato e raffreddato senza che questo scambi calore con l'esterno ma cedendo ed acquistando successivamente la stessa quantità di calore da un rigeneratore termico.

In questo modo il fluido acquista calore dall'esterno ad elevata temperatura durante la fase di espansione e lo cede a bassa temperatura durante la compressione.

Se la rigenerazione è ideale il rendimento del ciclo sarà pari a quello del ciclo di Carnot operante tra le stesse temperature estreme, e quindi il rendimento massimo che un ciclo termodinamico ideale può avere fissate le temperature estreme.

$$Q_2 = Q_{3-4} = L_{3-4} = nRT_2 \ln \frac{V_4}{V_3}$$

$$Q_1 = Q_{1-2} = L_{1-2} = nRT_1 \ln \frac{V_2}{V_1}$$

$$\eta = \frac{L_{tot}}{Q_{ing}} = \frac{Q_{ing} - |Q_{out}|}{Q_{ing}} = \frac{Q_{3-4} - |Q_{1-2}|}{Q_{3-4}} = 1 - \frac{|Q_{1-2}|}{Q_{3-4}} = 1 - \frac{nRT_1 \ln \frac{V_2}{V_1}}{nRT_2 \ln \frac{V_4}{V_3}} = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

$$Q_{2-3} = nC_v(T_2 - T_1) = Q_{4-1} = Q_{rig}$$

Per le trasformazioni a volume costante $L=0$, quindi il calore di rigenerazione che viene assorbito e poi ceduto dal ciclo durante le trasformazioni isocore è:

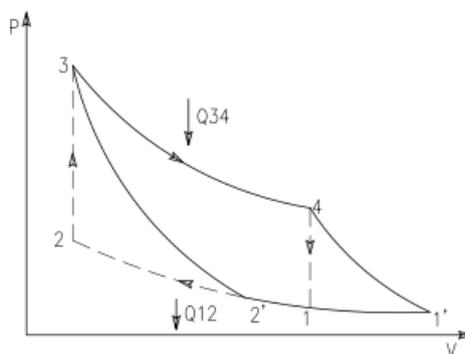


Figura 101 Confronto cicli Carnot-Stirling

Il lavoro totale del ciclo di Stirling è rappresentato dall'area descritta dalle curve del grafico:

$$L_{tot} = L_{3-4} - L_{1-2} = nR \ln\left(\frac{V_1}{V_2}\right)(T_2 - T_1)$$

5.6 Ciclo reale di Stirling

In questo paragrafo verranno analizzati le cause principali che rendono i cicli stirling reali differenti da quelli ideali.

5.6.1 Presenza di volumi morti

Nelle macchine reali i volumi morti non possono essere eliminati, maggiore è la loro estensione minore sarà il lavoro specifico.

Anche il calore assorbito diminuisce all'aumentare dei volumi morti con la stessa proporzionalità: essi dunque non influenzano l'efficienza complessiva della macchina.

I volumi morti poi, danno luogo a fenomeni di tipo dissipativo (perdite di carico), e sono dunque concausa dell'irreversibilità delle trasformazioni termodinamiche del ciclo reale.

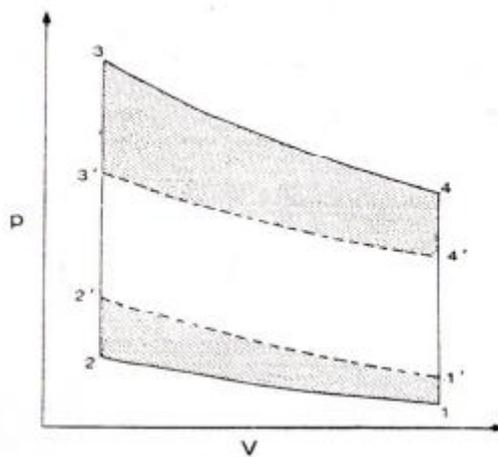


Figura 102 Effetto dei volumi morti

5.6.2 Moti del pistone e del dislocatore

Il ciclo ideale di Stirling è caratterizzato da quattro repentini cambiamenti termodinamici nel fluido e cinematici nel moto degli stantuffi; occorrerebbe che pistone e dislocatore fossero dotati di moto discontinuo e non di moto sinusoidale o quasi sinusoidale come spesso si verifica nelle applicazioni reali. Sono comunque raggiunte le

condizioni di volume e temperatura massimi e minimi ma l'area di lavoro subisce una riduzione.

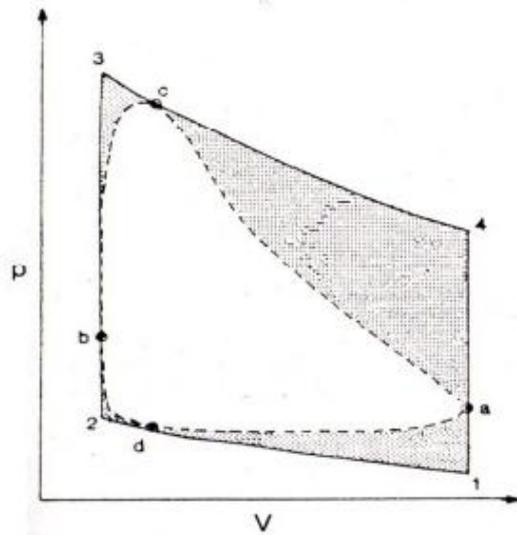


Figura 103 Effetto del moto continuo degli stantuffi

5.6.3 Efficienza degli scambiatori termici

A differenza del ciclo Stirling ideale, in quello reale le trasformazioni isoterme legate agli scambi di calore con il riscaldatore e refrigeratore sono simili a delle adiabatiche perché il gas di lavoro non riesce a mantenere una temperatura costante.

Questa modifica determina una diminuzione del lavoro specifico prodotto in un ciclo e l'aumento del calore assorbito.

In conclusione se la macchina funziona come motore il rendimento si riduce rispetto al ciclo ideale di circa 50% mentre se la macchina funziona a ciclo inverso il COP aumenta.

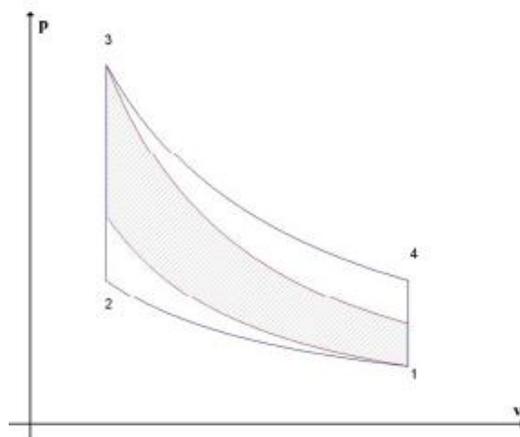


Figura 104 Confronto ciclo Stirling ideale con isoterme (in blu)

e con adiabatiche (in rosso)

5.6.4 Rigenerazione termica imperfetta

Nel caso ideale si considera che la capacità termica del fluido di lavoro sia nulla, mentre quella del rigeneratore infinita: in tal modo, si avrebbero scambi termici istantanei, indipendentemente dalla loro entità, inoltre non si verificherebbero variazioni della distribuzione delle temperature nel rigeneratore.

Nel caso reale invece, la capacità termica del rigeneratore è dipendente dalle sue dimensioni, dalle sue forme e dai materiali impiegati nella sua costruzione, mentre la capacità termica del gas dipende, oltre che dalla sua natura, dalla sua pressione e dalla velocità con la quale si muove.

Quando il gas fluisce nel rigeneratore ad alta pressione (che significa alta densità) e/o ad alta velocità, la sua capacità termica è maggiore: questo può rendere insufficiente la capacità termica del rigeneratore.

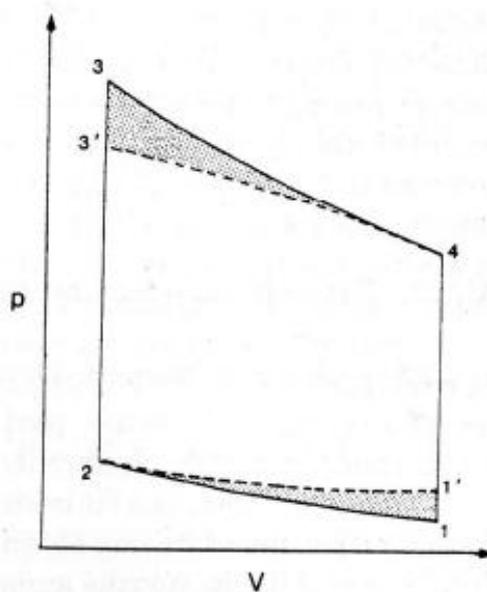


Figura 105 Effetto della rigenerazione imperfetta

5.6.5 Perdite termiche di conduzione, convezione e irraggiamento

Nel ciclo reale parte del calore introdotto dal riscaldatore non viene sfruttato perché il flusso tende sempre a muoversi verso l'esterno seguendo i gradienti di temperatura presenti fra le varie parti della macchina.

Tra il fluido riscaldato nella camera di espansione e le pareti metalliche circostanti il trasporto di calore avviene per convezione mentre tra i vari componenti meccanici vi è conduzione.

La dispersione del calore verso l'esterno avviene grazie alla convezione.

5.5.6 Perdite meccaniche

Le perdite di tipo meccanico sono date principalmente da attriti di tipo viscoso, generati dallo scivolamento relativo su sottili strati di sostanza fluida (lo stesso fluido di lavoro nei motori a pistone libero, oppure apposito olio lubrificante) delle superfici metalliche degli organi mobili, ai quali si aggiungono le perdite provocate dai trasferimenti del fluido di lavoro lungo i condotti ovvero le cosiddette perdite di carico.

5.5.7 Distribuzione fluido di lavoro

In un motore Stirling il fluido di lavoro non è mai contenuto solo nella camera di compressione o nella camera di espansione o nel rigeneratore, ma è presente anche nei vari condotti.

5.5.8 Confronto grafico tra ciclo ideale e reale

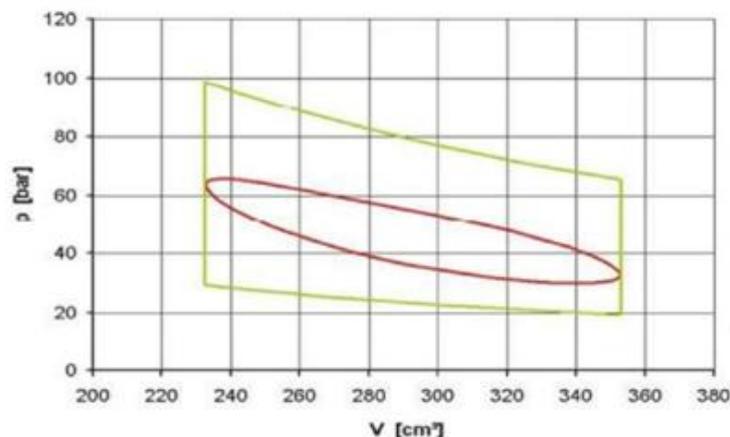


Figura 106 Confronto tra il ciclo ideale (verde) e reale (rosso)

5.6 Rendimento totale del motore Stirling

Il rendimento di conversione complessivo può essere espresso, in modo analogo ai motori a combustione interna, come il prodotto del rendimento meccanico per il rendimento termodinamico:

$$\eta_T = \eta_{\text{meccanico}} \cdot \eta_{\text{termodinamico}}$$

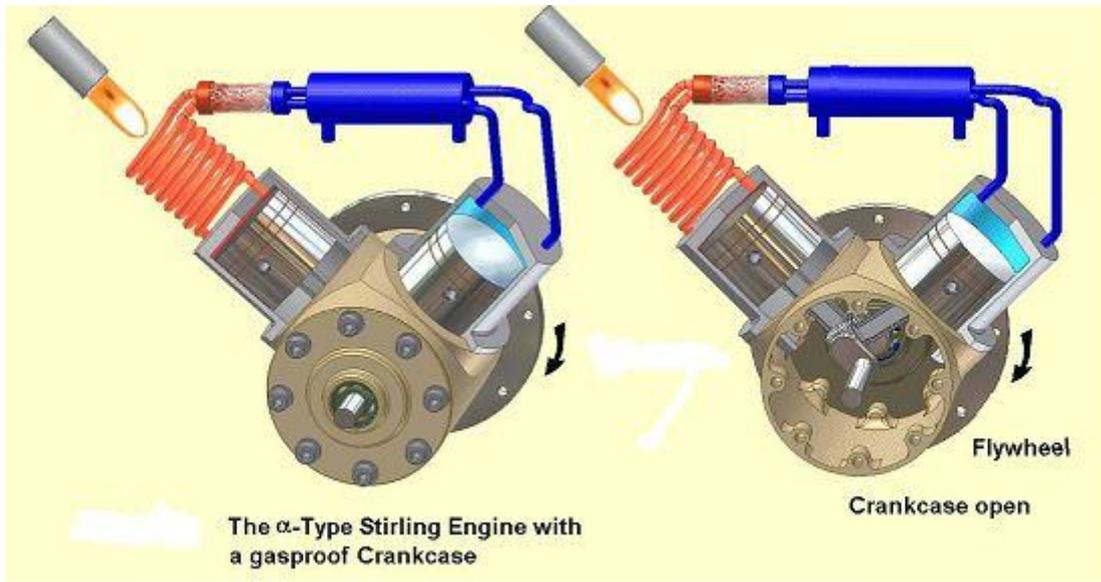


Figura 107 Sezione del manovellismo di un motore Stirling

Il rendimento meccanico risente degli attriti delle parti in movimento.

5.6.1 Rendimento termodinamico del motore Stirling in configurazione alfa

Il rendimento termodinamico è collegato invece sia al rapporto dei volumi di lavoro (massimo e minimo), sia al rendimento del rigeneratore, oltre al tipo di gas utilizzato per il ciclo termodinamico.

Di seguito verranno illustrati formule e diagrammi sul rendimento termodinamico del

processo con i parametri $\left(\frac{V_{\text{max}}}{V_{\text{min}}}\right)$, k , η_{reg} tratte da uno scritto del Professor Fette.

Simbolo	Legenda
C_p	Calore specifico del fluido di lavoro a pressione costante
C_v	Calore specifico del fluido di lavoro a volume costante
k	Esponente adiabatico fluido di lavoro; $k = C_p/C_v$
M_{GAS}	Massa del fluido di lavoro entro il motore
h_c	Rendimento di Carnot ideale $\eta_c = \left(\frac{T_E - T_C}{T_E} \right)$
h_{reg}	Rendimento rigeneratore
RV	Fattore di perdita del rigeneratore $RV = 1 - \eta_{reg}$
h_{therm}	Rendimento termodinamico
Q_{1-2}	Calore dissipato dallo scambiatore freddo nella fase di compressione del motore stirling ideale a temperatura "Tc"
Q_{2-3}	Calore fornito durante la trasformazione isocora a Vmin
Q_{reg}	Calore esterno fornito durante la trasformazione isocora a V min se il rendimento del rigeneratore è minore di 1 ,così $Q_{reg} = (1 - \eta_{reg}) \cdot Q_{2-3} = RV \cdot Q_{2-3}$
Q_{3-4}	Calore esterno fornito nella fase di espansione del motore stirling ideale a temperatura "TE"
Q_{4-1}	Calore dissipato durante la trasformazione isocora a Vmax
R	Costante dei gas: $R = C_p - C_v$
T_c	Temperatura fluido freddo nella camera di compressione di un motore stirling ideale
T_E	Temperatura fluido caldo nella camera di espansione di un motore stirling ideale
V_E	Volume cilindro di espansione
V_C	Volume cilindro di compressione
V_G	Volume totale del fluido nel motore inclusi i volumi morti
V_{max}	Volume massimo di lavoro (inclusi riscaldatore, refrigeratore e rigeneratore)
V_{min}	Volume minimo di lavoro (inclusi riscaldatore, refrigeratore e rigeneratore)
$\left(\frac{V_{max}}{V_{min}} \right)$	Rapporto dei volumi di lavoro
W	Lavoro per ciclo in uscita
W_E	Lavoro durante la fase di espansione
W_C	Lavoro durante la fase di compressione

Tabella 19 Nomenclatura delle variabili utilizzate

Il rendimento termodinamico del processo è definito come il rapporto del lavoro per

ciclo e il calore esterno fornito per ciclo al motore: $\eta = \frac{W}{Q_{ext}}$

Considerando tutte la fasi, il rendimento del ciclo Stirling è: $\eta_i = \frac{Q_{3-4} + Q_{1-2}}{Q_{3-4} + (Q_{2-3} + Q_{4-1})}$

In questo ciclo ideale si suppone che il rendimento del rigeneratore sia unitario

$\eta_{reg} = 1$.

Il calore Q_{2-3} fornito dal rigeneratore durante la trasformazione isocora a volume costante V_{\min} è equivalente al calore Q_{4-1} dissipato dal rigeneratore durante la trasformazione isocora volume costante V_{\max} .

Quindi $Q_{2-3} + Q_{4-1} = 0$ e il calore esterno introdotto per il processo ideale è: $Q_{ext} = Q_{3-4}$

Ora il rendimento ideale è: $\eta_i = \frac{Q_{3-4} + Q_{1-2}}{Q_{3-4}}$

Si immagina un processo Stirling non idealizzato con un rigeneratore in perdita.

Si definisce il fattore di perdita del rigeneratore $RV = 1 - \eta_{reg}$.

Adesso si immagina che il lavoro per ciclo in uscita ("W") sia lo stesso per il ciclo ideale e per quello non idealizzato.

In questo caso deve essere fornito del calore aggiuntivo dal riscaldatore per ottenere la temperatura T_E alla fine della trasformazione isocora e prima di iniziare l'espansione isoterma.

E in corrispondenza dell'altra trasformazione isocora, deve essere dissipato del calore supplementare, dal dispositivo di raffreddamento per ottenere la temperatura " T_C " prima di iniziare la fase di compressione isoterma a V_{\max} .

Questa parte dell'energia che il rigeneratore non può fornire al processo può essere definita come :

$$Q_{reg} = RV \cdot Q_{2-3}$$

Con queste considerazioni ora si definisce un rendimento termico del processo non idealizzato:

$$\eta_{therm} = \frac{Q_{3-4} + Q_{1-2}}{Q_{3-4} + RV \cdot Q_{2-3}}$$

Q_{3-4} il calore fornito nella fase di espansione isoterma è uguale al lavoro esterno svolto durante l'espansione isoterma:

$$Q_{3-4} = W_E = RM_{GAS} T_E \ln \left(\frac{V_{\max}}{V_{\min}} \right)$$

per la fase di compressione:

$$Q_{1-2} = W_C = RM_{GAS} T_C \ln \left(\frac{V_{\min}}{V_{\max}} \right)$$

$$W_C = -RM_{GAS} T_C \ln \left(\frac{V_{\max}}{V_{\min}} \right)$$

Il calore fornito durante la trasformazione isocora a V_{\min} è:

$$Q_{2-3} = M_{GAS} C_V (T_E - T_C)$$

$$\eta_{therm} = \frac{M_{GAS} R (T_E - T_C)}{M_{GAS} R T_E \ln \left(\frac{V_{\max}}{V_{\min}} \right) + R V M_{GAS} C_V (T_E - T_C)}$$

Si possono effettuare ulteriori sostituzioni:

- Rendimento di Carnot ideale $\eta_C = \left(\frac{T_E - T_C}{T_E} \right)$
- Esponente dell'adiabatica; $\kappa = C_p / C_v$ e la costante dei gas $R = C_p - C_v \rightarrow$
 $\frac{C_V}{R} = \frac{1}{(k-1)}$

Si ottiene:

$$\eta_{therm} = \frac{1}{\frac{1}{\eta_C} + \frac{1}{k-1} \frac{RV}{\ln \left(\frac{V_{\max}}{V_{\min}} \right)}}$$

L'equazione sopra rappresenta il rendimento termico di un processo Stirling non idealizzato dove il rigeneratore ha un fattore di perdita $RV = 1 - \eta_{reg}$ che è funzione del:

1. Rendimento di Carnot che dipende dalle temperature massima "T_E" e minima "T_C" del processo;
2. Rendimento del rigeneratore η_{reg} e del fattore di perdita $RV = 1 - \eta_{reg}$;
3. Rapporto di volumi $\left(\frac{V_{\max}}{V_{\min}} \right)$;
4. Esponente dell'adiabatica κ del fluido di lavoro, dove:
 - $\kappa=1,6$ gas monoatomico come Elio Argon
 - $k=1,4$ gas biatomico come Idrogeno Aria

- $k=1,3$ gas triatomic come Anidride carbonica

La figura sotto rappresenta il calcolo dell'equazione del rendimento termico per diverse condizioni di funzionamento:

- $\left(\frac{V_{\max}}{V_{\min}}\right) = 1.2, 1.6, 2.5, 5, 10$
- 2 rigeneratori:
 - Un rigeneratore con $\eta_{reg} = 50\%$
 - Un rigeneratore con $\eta_{reg} = 0\%$ (il rigeneratore è solo un tubo)
- Il fluido di lavoro è aria

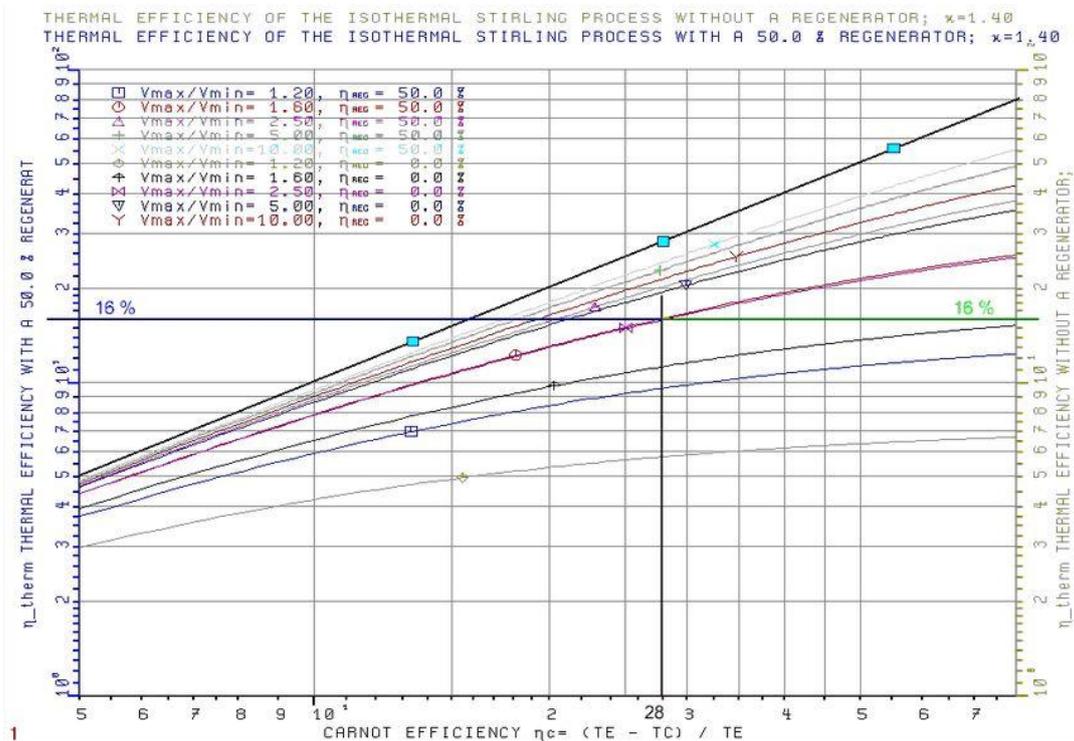


Figura 108 Rendimento termodinamico in funzione del rendimento di Carnot

A parità di altre condizioni è evidente che il miglior fluido di lavoro è l'elio, sia per il basso attrito con le pareti del rigeneratore e delle piastre, sia per il maggior valore di k , oltre che per la sicurezza derivante dall'essere un gas inerte.

Il risultato dell'equazione del rendimento termodinamico è da prendere con cautela dato che, se si modifica il fluido di lavoro, l'equazione non tiene conto della conducibilità termica dello stesso che è molto importante per l'efficienza del processo.

D'altra parte, se si progetta un motore funzionante a basso numero di giri, con un sistema di scambio termico ottimale per il fluido di lavoro, l'argon sarà un fluido di lavoro migliore rispetto all'aria.

Naturalmente il gas inerte più costoso è l'elio e possiede la conducibilità termica migliore (fino a quattro volte superiore a quella dell'aria).

5.7 Potenza erogata da un motore Stirling in configurazione alfa

Si utilizza la formula approssimata di Beale:

$$P = 0,111 \cdot p \cdot V \cdot n$$

dove:

p pressione media all'interno del motore (media fra la pressione massima e quella atmosferica)

V cilindrata del motore

n frequenza o numero di giri.

5.8 Accorgimenti per la progettazione di un motore Stirling efficiente

Ogni motore di Stirling dovrebbe avere un elevato rapporto $\frac{\eta_{therm}}{\eta_c}$ (questo accorgimento

è particolarmente ricercato per i motori che lavorano con temperature medio- basse).

Un ulteriore miglioramento può essere ottenuto innalzando il rapporto dei volumi

$\left(\frac{V_{max}}{V_{min}}\right)$ cioè rendendo il rapporto dei volumi di corsa in espansione e in compressione

uguale al loro rapporto di temperatura: $V_E/V_C = T_E/T_C$ (anche se alzando il rapporto dei

volumi $\left(\frac{V_{max}}{V_{min}}\right)$ si limita il rendimento degli scambiatori di calore).

Un terzo miglioramento prevede la scelta di un gas inerte monoatomico come fluido di lavoro.

5.9 Applicazioni

5.9.1 Propulsione

Automotive

Si è spesso sostenuto che il motore di Stirling abbia un rapporto potenza/peso troppo basso, un costo troppo alto, un tempo di partenza per applicazioni automotive troppo elevato e scambiatori di calore complessi e costosi.

Lo scambiatore freddo del motore Stirling deve dissipare molto più calore di un motore Otto o di un motore Diesel, mentre lo scambiatore caldo deve sostenere alte temperature necessarie per avere densità di potenza elevata.

Le principali difficoltà derivanti dall'utilizzo del motore Stirling nelle applicazioni automotive sono: il tempo di avvio, il tempo risposta di accelerazione, il tempo di spegnimento e il peso.

Aeronautica

Il motore Stirling teoricamente potrebbe essere promettente per applicazioni aeronautiche se raggiungesse una elevata densità di potenza e un basso costo; è silenzioso, poco inquinante, affidabile grazie al limitato numero di parti e produce poche vibrazioni.

Inoltre l'efficienza dello Stirling aumenta con altitudine conseguentemente al raggiungimento di temperature molto basse per lo scambiatore freddo.

Tuttavia, il motore di Stirling ha una densità di potenza minore rispetto al motore Otto e alla turbina a ciclo Brayton a gas; questo problema è stato un punto critico nelle automobili, e questa caratteristica di rendimento è ancora più critica nei motori degli aeromobili.

Motori marini

Il motore Stirling potrebbe essere adatto per sistemi di alimentazione subacquei in cui sono necessarie attività elettrica o potenza meccanica su un livello intermittente o continuo.

General Motors ha investito notevolmente su motori a ciclo Stirling avanzati che includono accumulo termico per applicazioni subacquee.

5.9.2 Produzione di energia elettrica

Cogenerazione

Nelle centrali termiche che utilizzano del carburante per la produzione di energia elettrica, ci sono grandi quantità di calore che spesso non vengono utilizzate; inserendo un motore Stirling si potrebbe recuperare parte del flusso di calore alimentando il riscaldatore del motore stesso; la potenza prodotta dal motore potrebbe essere utilizzata per eseguire un processo industriale.

Esistono applicazioni di micro-cogenerazione che sfruttano la tecnologia dello Stirling, per esempio la Disenco, una società basata nel Regno Unito sta ultimando un progetto chiamato HomePowerPlant. A differenza di altri apparecchi m-CHP in arrivo sul mercato la HPP genera 3 kW elettrici su 15 kW di energia termica, rendendo questo apparecchio adatto sia per il mercato nazionale sia per le piccole medie imprese.

Energia solare

Situato al centro di uno specchio parabolico, un motore Stirling in è grado di convertire l'energia solare in elettricità con un'efficienza maggiore rispetto alle celle fotovoltaiche non concentrate.

L'11 agosto 2005, Southern California Edison ha annunciato un accordo con Stirling Energy Systems per l'acquisto di energia elettrica creata utilizzando oltre 30.000 Solar Powered Motori Stirling per un periodo di 20 anni sufficiente per generare 850 MW di energia elettrica.

Questi sistemi, situati su una superficie di 8000 acri (19 km²) utilizzerà specchi per concentrare la luce solare diretta sui motori che a loro volta alimenteranno i generatori elettrici.

Energia nucleare

C'è un potenziale utilizzo nucleare dei motori Stirling in impianti di generazione di energia elettrica. La sostituzione delle turbine a vapore delle centrali nucleari con motori Stirling può semplificare l'impianto, aumentando l'efficienza e riducendo i sottoprodotti radioattivi.

5.9.3 Riscaldamento e refrigerazione

Qualsiasi motore Stirling genera una differenza di temperatura negli scambiatori se viene applicata all'albero dell'energia meccanica, quindi funziona anche in senso inverso come una pompa di calore.

Criogeneratore Stirling

I componenti meccanici essenziali di un criogeneratore Stirling sono identici a quelli un motore Stirling.

In entrambi i casi il flusso di calore passa dallo spazio di espansione allo spazio di compressione, tuttavia è necessario del lavoro in ingresso per far fluire un flusso di calore "in salita" contro un gradiente termico (in particolare quando lo spazio di compressione è più caldo di quello di espansione).

Un uso moderno dello Stirling viene applicato nella criogenia, e in misura minore, nella refrigerazione.

Alle tipiche temperature di refrigerazione, i dispositivi di raffreddamento Stirling non sono generalmente economicamente competitivi rispetto sistemi tradizionali Rankine.

Tuttavia, al di sotto di circa -40° a -30° C il raffreddamento Rankine non è efficace perché non ci sono refrigeranti adatti (con punti di ebollizione così bassi).

I criogeneratori Stirling sono in grado di raggiungere -200° C (73 K), che è sufficiente per liquefare l'aria (in particolare la componente primaria di ossigeno, azoto e argon).

Il primo criogeneratore Stirling è stato sviluppato presso Philips nel 1950 e commercializzato in impianti di produzione di aria liquida.

Pompa di calore

Una pompa di calore Stirling è molto simile ad un criogeneratore,; attualmente la sua applicazione principale è legata al "pompaggio" del calore dall'esterno di un edificio verso l'interno.

Come con qualsiasi altro dispositivo Stirling, il flusso di calore è passa dallo spazio di espansione allo spazio di compressione.

Tuttavia, a differenza del motore Stirling, lo spazio di espansione si trova ad una temperatura inferiore rispetto a quella dello spazio compressione; così invece di produrre lavoro, il sistema in ingresso richiede del lavoro meccanico (per soddisfare la Seconda Legge della Termodinamica).

5.10 Motori Stirling applicati al progetto

5.10.1 Configurazione per l'applicazione dei motori Stirling

Come descritto in precedenza il motore Stirling necessita di una fonte di calore per funzionare.

L'idea è quella di alimentare lo scambiatore di calore ad alta temperatura con il fluido caldo ($T_C = 180\text{ }^\circ\text{C}$) generato durante il processo produttivo; lo scambiatore a bassa temperatura verrà alimentato da una portata di fluido freddo ($T_F = 12\text{ }^\circ\text{C}$).

La casa costruttrice di motori Stirling fornisce la tabella seguente:

SolarHeart Engine preliminary specifications:

Operating speed: 200-600 RPM
 Engine weight: 2000 lbs
 Engine dimensions: 36" dia. x 44" long
 Lifetime: 70,000 hours with no maintenance
 Operating Ambient Temperatures: -40C to 80C
 Output Voltage: up to 500V-dc
 Operating parameters: see table below

Hot Side Input Temp (°C)	Oil Flow Rate (liters/min)	Hot Side Outlet Temp (°C)	Input Heat Rate Required (W)	Rejection Heat Rate Required (W)	Electrical Output Power (W-dc)	Thermal to Electrical Conversion Efficiency (%)
100° C	40	91	9085	8419	579	6.4%
100° C	75	96	9105	8412	639	7.0%
100° C	110	97	9077	8444	658	7.2%
100° C	150	98	9023	8501	667	7.3%
150° C	40	141	9959	8451	1288	12.9%
150° C	75	145	9990	8441	1345	13.4%
150° C	110	147	9985	8464	1362	13.6%
150° C	150	148	9963	8508	1370	13.7%
200° C	40	190	10722	8480	1911	17.8%
200° C	75	195	10757	8472	1965	18.3%
200° C	110	197	10757	8493	1981	18.4%
200° C	150	198	10744	8533	1989	18.4%
250° C	40	240	11403	8512	2462	21.6%
250° C	75	245	11438	8506	2512	22.0%
250° C	110	247	11441	8527	2527	22.1%
250° C	150	248	11431	8567	2534	22.1%
300° C	40	290	12022	8551	2954	24.6%
300° C	75	295	12055	8548	3000	24.9%
300° C	110	297	12058	8570	3014	25.0%
300° C	150	298	12050	8609	3020	25.0%

Tabella 20 Prestazioni del motore Stirling

Occorre fare una precisazione: i dati si riferiscono ad un motore installato in un ambiente con temperatura $T_{AMB} = 20\text{ }^\circ\text{C}$

Nella progettazione si utilizzerà la temperatura del lato caldo pari a $T_C = 188\text{ }^\circ\text{C}$

$$T_C = 180^\circ\text{C} + 20^\circ\text{C} - 12^\circ\text{C} = 188^\circ\text{C}$$

I valori della potenza richiesta e del rendimento di conversione andranno ricalcolati per $T_C = 188\text{ }^\circ\text{C}$ tramite l' interpolazione dei valori della tabella.

In seguito verranno elencate le fasi della progettazione:

1. Determinazione della proprietà fisiche dell'olio diatermico a $T_C = 188 \text{ °C}$

Tolio		c_p		ρ	
100	°C	2173	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	811	Kg m^{-3}
150	°C	2355	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	778	Kg m^{-3}
200	°C	2538	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	746	Kg m^{-3}
250	°C	2720	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$	713	Kg m^{-3}
Coeff linea interpolazione					
e_1		3.648			
e_0		1808.1			
g_1				-0.652	
g_0				876.1	
188	°C	2494	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$		
188	°C			754	Kg m^{-3}

Tabella 21 Proprietà fisiche dell'olio diatermico

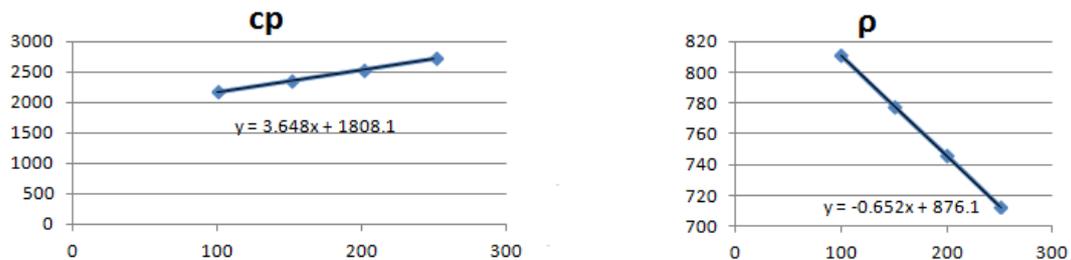


Tabella 22 Proprietà fisiche dell'olio diatermico

2. Determinazione del rendimento di conversione in funzione di $T_C = 188 \text{ °C}$ e della portata dell'olio diatermico.

Dai dati forniti si nota che il rendimento massimo di conversione corrisponde alla portata massima $m = 150 \text{ l/min}$, quindi si fissa questo parametro per i calcoli successivi.

3. Considerando un motore Stirling commerciale con $P_{el} = 3 \text{ kW}$ si calcola il flusso di calore necessario per il funzionamento con $\eta = 0,1716$:

$$Q = \frac{P_{el}}{\eta}$$

4. Calcolo del numero di motori Stirling necessari data la portata totale di olio in ingresso:

$$N_{mot} = \frac{\dot{m}_{totolio}}{\dot{m}_{motolio}}$$

5. Calcolo del ΔT_{olio} tra l'ingresso e l'uscita dello scambiatore del lato caldo del motore Stirling:

$$\Delta T_{olio} = \frac{Q}{\dot{m}_{motolio} \cdot c_{p_{olio}}}$$

6. Calcolo della portata di acqua equivalente alla portata di olio richiesta per il funzionamento con $\eta = 0,1716$:

$$\dot{m}_{motolio} \cdot c_{p_{olio}} \cdot \Delta T_{olio} = \dot{m}_{motacqua} \cdot c_{p_{acqua}} \cdot \Delta T_{acqua}$$

Si considera $\Delta T_{olio} = \Delta T_{acqua}$ quindi si ottiene $\dot{m}_{motacqua} = \dot{m}_{motolio} \cdot \frac{c_{p_{olio}}}{c_{p_{acqua}}}$

7. Calcolo della potenza elettrica totale in uscita dai motori Stirling:

$$P_{eltot} = P_{el} \cdot N_{mot}$$

Nella progettazione si è considerato un motore Stirling con potenza elettrica in uscita uguale a $P_{el}=3$ kW ma la casa costruttrice dovrebbe commercializzare anche un motore Stirling con potenza elettrica in uscita pari a $P_{el}=50$ kW; ipotizzando di utilizzare la seconda opzione il numero di motori Stirling da installare cambierà passando da 32 a 2.

Tolio(m=150l/min)		η
100 °C		0.073
150 °C		0.137
200 °C		0.184
Coeff linea interpolazione		
d_1		0.0011
d_0		-0.0352
188 °C		0.1716
Pel	W	3000
Q	W	17483
mtotolio	Kg s ⁻¹	59.5
mmtolio	Kg s ⁻¹	1.88
cp olio 188 °C	J kg ⁻¹ K ⁻¹	2494
Δ Tolio	°C	3.7
Numero motori		32
mmtacqua188°C	Kg s ⁻¹	1.06
cp acqua 188 °C	J kg ⁻¹ K ⁻¹	4438
Δ Tacqua	°C	3.7
Peltot	W	96000

Tabella 23 Tabella riassuntiva delle prestazioni dell'impianto con i motori Stirling

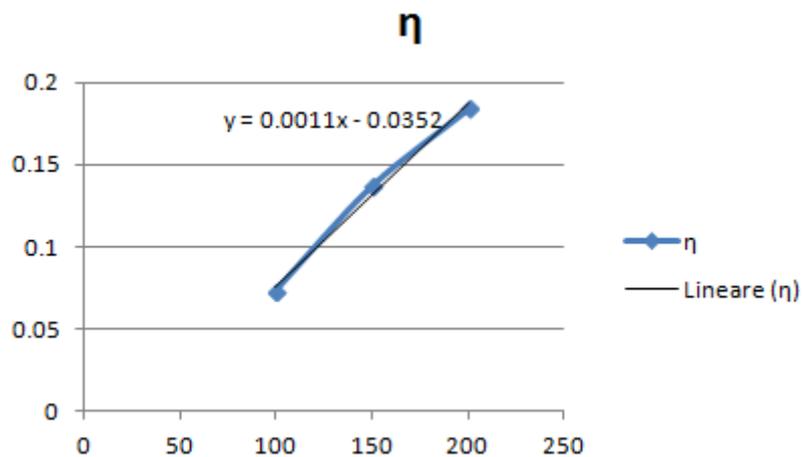


Figura 109 Rendimento del motore Stirling

I risultati ottenuti rendono questo progetto interessante per una valutazione economica sull'investimento.

5.10.2 Analisi economica

RICA VI											
Costo energia	€/Kwh	0.12									
Ore al giorno	h	18									
Giorni all'anno di utilizzo	gg/anno	335									
		MOD3kW	MOD50kW								
kW per modulo	Kw/mod	3	50								
Numero moduli		32	2								
kW totali moduli		96	96								
€ energia all'anno prodotti	€/anno	69466									
COSTI											
Costo modulo 3kW	€			6250	9375						
Costo impianto ausiliario 5% del modulo da 3 kW	€	5%		312.5	468.75						
Costo totale moduli (32) da 3 kW	€			210000	315000						
Costo modulo 50 kW	€			52083	78125						
Costo impianto ausiliario 5% del modulo da 50 kW	€		5%	2604	3906						
Costo totale moduli (2) da 50 kW	€			109375	164063						
Anno		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Ricavi totali	€	0	69466	69466	69466	69466	69466	69466	69466	69466	69466
Costi totali impianto con moduli da 3kW(6250€)	€	210000	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Costi totali impianto con moduli da	€	109375	0	0	0	0	0	0	0	0	0

50kW(6250€)											
Utili totali impianto con moduli da 3kW	€	-210000	69466	69466	69466	69466	69466	69466	69466	69466	69466
Utili totali impianto con moduli da 50kW	€	-109375	69466	69466	69466	69466	69466	69466	69466	69466	69466
Interesse	5%										
Net present value(Van) impianto moduli da 3kW	€	-210000	66158	63007	60007	57150	54428	51836	49368	47017	44778
						36322					283749
Net present value(Van) impianto moduli da 50kW	€	-109375	66158	63007	60007	57150	54428	51836	49368	47017	44778
				19790							384374
Costi totali impianto con moduli da 3kW (9375€)	€	315000	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Costi totali impianto con moduli da 50kW(9375€)	€	164063	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Net present value(Van) impianto moduli da 3kW	€	-315000	66158	63007	60007	57150	54428	51836	49368	47017	44778
								37586			178749
Net present value(Van) impianto moduli da 50kW	€	-164063	66158	63007	60007	57150	54428	51836	49368	47017	44778
	€				25110						329687

La voce di costo di maggior rilevanza è legata all'acquisto dei motori Stirling. Si nota immediatamente che il costo totale dell'impianto con i moduli da 50 kW è nettamente inferiore rispetto al costo totale dell'impianto con i moduli da 3 kW; questa valutazione è motivata dalla riduzione di circa il 50% del costo del kW per i moduli di media potenza (motori di circa 50 kW).

La scelta più conveniente è legata all'acquisto dei due moduli da 50 kW.

L'esborso iniziale risulta pareggiato con i ricavi al secondo anno, un arco di tempo ottimale per le strategie economiche dell'impresa.

Al nono anno il profitto raggiunge 384374€.

5.10.4 Confronto economico tra i TEG e i motori Stirling

		Teg	Stirling
€ energia all'anno prodotti	€/anno	61506	69466
Costo totale moduli	€	554000	109375
Costo impianto ausiliario	€	10577	5208
Anni di ammortamento		13	2

Tabella 24 Confronto economico tra l'utilizzo dei Teg e l'utilizzo dei motori Stirling

Se si osservano i valori di € energia prodotta all'anno sia per il progetto con i TEG sia per il progetto con i motori Stirling si può notare che i risultati ottenuti sono simili (61506 € per il primo caso e 69466 € per il secondo caso).

Il ruolo fondamentale nell'analisi economica è svolto dal costo dell'investimento iniziale; il costo del progetto con l'applicazione dei due motori Stirling con $P_{el}=50$ kW è circa il 20% rispetto al costo del progetto con l'applicazione dei TEG.

Anche il costo degli impianti ausiliari pone la scelta sull'impianto con i motori Stirling in primo piano.

6.POMPA DI CALORE

6.1 Introduzione

In generale le macchine termiche che convertono il calore che transita naturalmente da un ambiente a temperatura più alta ad uno a temperatura più bassa (per es. turbine), ricavando lavoro, sono dette macchine dirette; mentre quelle che funzionano trasferendo il calore da una sorgente a temperatura più bassa ad una a temperatura più alta (quindi contro il naturale ordine) sono dette macchine a ciclo inverso e necessitano necessariamente di lavoro esterno per essere alimentate (tramite energia elettrica, meccanica ecc.).

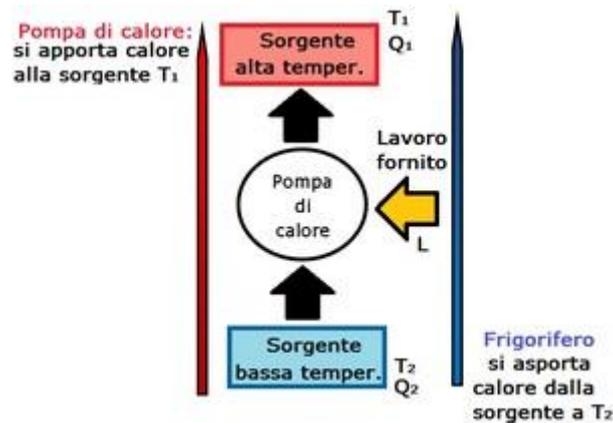


Figura 110 Schema di principio di un ciclo inverso

Le macchine termiche a ciclo inverso sono divisibili a loro volta in due categorie:

- Cicli frigoriferi: sono cicli termodinamici che si realizzano per sottrarre calore ad un ambiente che deve essere mantenuto a bassa temperatura (più bassa di quella esterna per esempio) e lo cedono a una sorgente ad alta temperatura.
- Pompe di calore: sono cicli termodinamici che si realizzano per fornire calore a una sorgente che deve essere mantenuta ad un'alta temperatura (rispetto a quella esterna per esempio) prendendolo da uno a bassa temperatura.

Il ciclo su cui si basa il funzionamento della pompa di calore è noto come effetto Joule – Thomson: un gas che si espande bruscamente subisce un abbassamento di temperatura; al contrario, se si comprime aumenta la sua temperatura.

Durante l'espansione, le molecole del gas devono compiere un lavoro necessario per superare le forze attrattive esistenti tra loro.

L'energia utilizzata per compiere tale lavoro proviene dall'energia cinetica che hanno le molecole; riducendosi tale energia, si riduce anche la temperatura del gas.

Il "Secondo principio della termodinamica" afferma, in una delle sue formulazioni, che il calore può passare spontaneamente da un corpo più caldo ad uno più freddo, mentre per il passaggio di calore inverso si deve spendere dell'energia (quella del compressore).

Nella seguente figura è riportato lo schema di un impianto frigorifero a compressione di vapore:

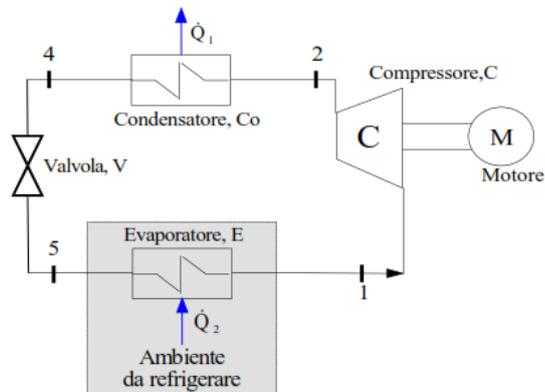


Figura 111 Schema di un impianto frigorifero a compressione di vapore

Nella prossima figura invece è riportato uno schema di una pompa di calore:

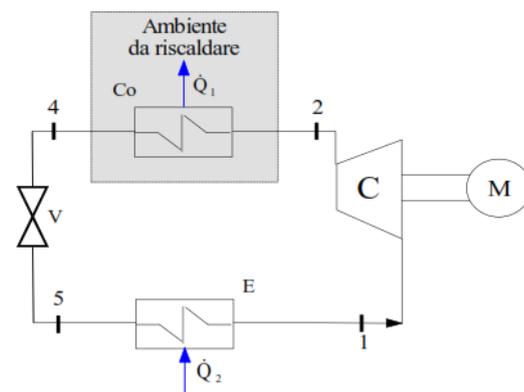


Figura 112 Schema pompa di calore

Si osserva immediatamente che i due impianti sono identici, con la differenza che l'impianto frigorifero usa l'evaporatore E per raffreddare l'ambiente considerato, mentre la pompa di calore usa lo scambiatore Co per riscaldare il suddetto ambiente.

Una interessante osservazione circa la prestazioni ottenibili da impianti frigoriferi e pompe di calore riguarda la differenza tra la temperatura del fluido che evolve nei cicli e la temperatura degli ambienti con i quali esso scambia calore.

Nella figura seguente, è evidenziata, nei diagrammi T-s, la diversa collocazione dei cicli inversi, nei confronti della temperatura ambiente T_A , a seconda che tale ciclo venga usato in un impianto frigorifero o in una pompa di calore:

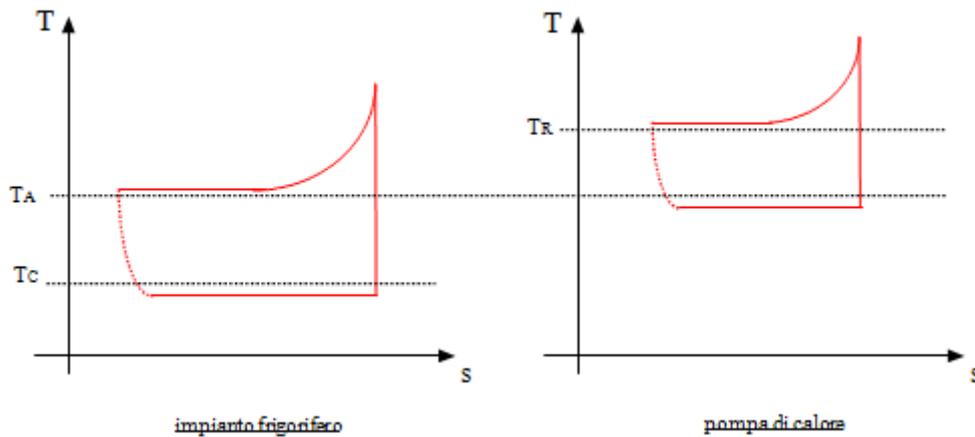


Figura 113 Diagrammi T,s dell'impianto frigorifero e della pompa di calore

Si ipotizza che la temperatura ambiente sia la stessa per i due impianti: nella prima figura, si è considerato un impianto utilizzato per mantenere l'ambiente ad una temperatura $T_C < T_A$, mentre nella seconda figura l'impianto serve a mantenere l'ambiente ad una temperatura $T_R > T_A$.

La differenza di temperatura tra il fluido evolvente e l'ambiente da trattare è ovviamente necessaria per lo svolgersi dello scambio termico.

A pari potenzialità dell'impianto, quanto maggiore è il salto termico, tanto minori sono le superfici degli scambiatori di calore con conseguente minor spesa di impianto; ma tanto maggiore è la potenza meccanica necessaria alla compressione, tanto maggiore risulta la spesa di esercizio.

Normalmente, il salto termico è compreso tra 5 e 10°C.

6.2 Classificazione

Una prima classificazione riguardo le pompe di calore esistenti sul mercato può essere svolta in base al tipo di energia richiesta per il funzionamento:

- Energia meccanica (derivano usualmente da motori elettrici) per le pompe di calore con ciclo a compressione di vapore o aria;
- Energia termica ad elevata temperatura per le pompe con ciclo ad assorbimento.

A seconda di come viene fornita l'energia per l'innalzamento della pressione del fluido refrigerante i circuiti frigoriferi si distinguono in:

- Circuiti a ciclo di compressione meccanica;
- Circuiti a ciclo termico o ad assorbimento.

Particolarmente interessante, nell'ottica dell'efficienza energetica, risulta l'impiego delle pompe di calore ad assorbimento, che presentano il vantaggio di richiedere l'energia necessaria al loro funzionamento sotto forma di calore (energia poco pregiata) rispetto a quella richiesta dalle pompe di calore elettriche (energia più pregiata).

Tali macchine, presentate per la prima volta sul mercato nel marzo del 2004, sono macchine termiche alimentate a Gas Naturale (o GPL); sono basate su un ciclo termodinamico ad assorbimento, contengono fluidi non lesivi dell'ozono stratosferico e sono caratterizzate da bassi livelli di emissività (NO_x).

Le prestazioni sono molto elevate e superano, a seconda delle versioni considerate, di oltre il 30-40% le efficienze delle migliori caldaie a condensazione.

6.3 Pompa di calore a compressione

Una pompa di calore a compressione presenta: un compressore, un evaporatore, un condensatore e una valvola di laminazione.

Il ciclo termodinamico del fluido frigorigeno di una pompa di calore è quello tradizionale (vedere diagramma T-s):

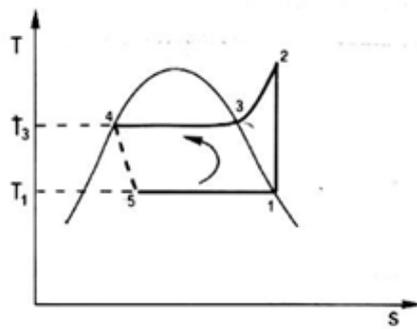


Figura 114 Diagramma T,s della pompa di calore

Si descrive il ciclo nei vari passaggi:

1. il fluido evolvente viene inizialmente prelevato dall'evaporatore, E, nello stato di vapore saturo e secco alla pressione p_1 ed alla temperatura T_1 (stato 1);
2. esso passa quindi nel compressore, C, che lo comprime (elevando la sua temperatura da T_1 a T_2) fino alla pressione p_2 ; il vapore è diventato adesso vapore surriscaldato (stato 2);
3. tale vapore surriscaldato passa nello scambiatore, Co, dove subisce due distinte trasformazioni: prima viene desurriscaldato ($2 \rightarrow 3$) fino alla temperatura T_3 e poi viene condensato ($3 \rightarrow 4$) a temperatura costante; a questo punto il fluido è un liquido saturo (stato 4);
4. tale liquido saturo viene laminato (cioè subisce un abbassamento di pressione) nella valvola di laminazione, V, fino a diventare vapore saturo (stato 5) da inviare all'evaporatore (che deve eliminare tutta la fase liquida, cioè aumentare quanto più è possibile il titolo della miscela) per riprendere il ciclo.

Per un ciclo inverso come quello in esame, è più indicativo il diagramma p,h rispetto al diagramma T,s :

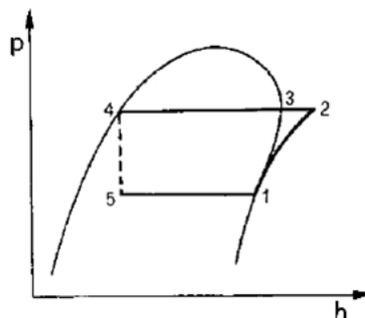


Figura 115 Diagramma p,h della pompa di calore

La convenienza di questo diagramma risiede nel fatto che tre delle quattro trasformazioni risultano rappresentate da una linea retta:

- lo stato 1 (vapore saturo e secco alla pressione p_1 ed alla temperatura T_1) si trova sulla curva limite superiore del diagramma di stato della sostanza considerata e viene individuato quindi come intersezione di tale curva limite con l'isobara 3→4;
- la compressione 1→2 è una isoentropica;
- il desurriscaldamento 2→3 e la condensazione 3→4 sono invece delle isobare (di cui la 3→4 è anche isoterma); il punto 4 si ottiene semplicemente mandando l'isobara per il punto 3 e intersecando la curva limite;
- la laminazione 4→5 è invece una trasformazione irreversibile caratterizzata dall'entalpia finale uguale a quella iniziale;
- infine, il passaggio 5→1 nell'evaporatore è una isoterma isobara.

E' importante sottolineare che le condizioni corrispondenti al punto 1 devono essere scelte in modo che, in tale stato, non ci sia fase liquida: questo perché, in caso contrario, il compressore si troverebbe a comprimere del liquido e rischierebbe perciò di danneggiarsi.

6.4 Cop e prestazioni

Per le macchine a ciclo inverso, ossia capaci di trasferire il calore tramite l'utilizzo di un lavoro esterno come quelle descritte in precedenza, non è propriamente definibile un coefficiente di rendimento poiché questo termine si riferisce alla trasformazione da un'energia primaria (irraggiamento solare, potenziale gravitazionale dell'acqua, vento, vapore surriscaldato nelle turbine ecc.) ad una di tipo elettrica o meccanica.

Per le pompe di calore si parla invece di coefficiente di prestazione o COP (Coefficient of Performance); esso misura il rapporto fra l'effetto utile ottenuto e il lavoro impiegato per effettuare il trasferimento del calore.

Maggiore è il COP maggiore saranno l'efficienza e la resa della macchina a ciclo inverso.

Si considera la figura seguente:

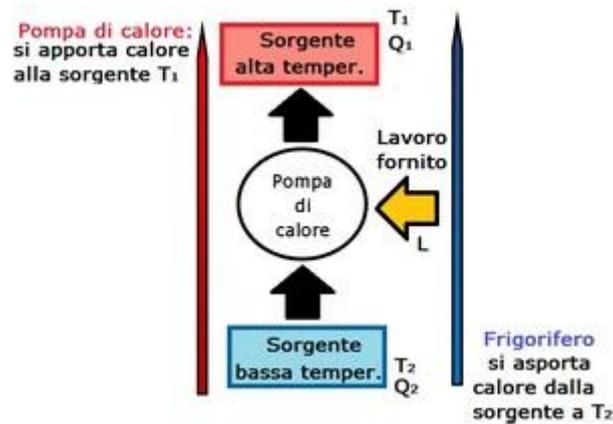


Figura 116 Schema di principio di un ciclo inverso

Il COP di una pompa di calore è definito come il rapporto tra il calore somministrato alla sorgente a temperatura più alta e il lavoro speso:

$$COP_{pc} = \frac{|Q_1|}{|L|}$$

Viceversa il COP di una macchina frigorifera è definito come il rapporto tra il calore assorbito dalla sorgente a temperatura più bassa e il lavoro speso:

$$COP_f = \frac{|Q_2|}{|L|}$$

Se si considera una pompa di calore ideale, il COP è determinato unicamente dal rapporto tra la temperatura di condensazione e la variazione tra questa temperatura e quella di evaporazione:

$$COP_{pc} = \frac{T_1}{T_1 - T_2}$$

Per la macchina frigorifera si ottiene:

$$COP_f = \frac{T_2}{T_1 - T_2}$$

Si determina la relazione tra il COP_f e COP_{pc} :

$$COP_f = COP_{pc} - 1$$

Per quanto riguarda invece le pompe di calore azionate da energia termica viene definito un altro coefficiente che indica il rapporto di energia primaria (Primary

Energy Ratio, PER), in cui l'energia fornita rappresenta il potere calorifero superiore del combustibile.

Tale coefficiente può essere definito anche per le pompe ad azionamento elettrico moltiplicando il COP per l'efficienza della produzione di energia:

$$PER = \eta * COP$$

dove con η si intende l'efficienza di conversione dell'input di energia primaria derivante dall'azione del compressore.

<i>Tipo di pompa di calore</i>	<i>COP</i>	<i>PER</i>
Compressione meccanica di vapore, ciclo aperto	10-30	-
Elettrica a ciclo chiuso	3.0-8.0	-
Meccanica a ciclo chiuso	-	1.0-2.0
Ad assorbimento	-	1.1-1.8
Trasformatori di calore ad assorbimento	-	0.45-0.48

Figura 117 PER e COP per diverse pompe di calore

Il COP può essere visto come un “coefficiente moltiplicativo” di calore.

Se, per esempio, il COP è uguale a 2 la pompa di calore apporterà alla sorgente calda il doppio del calore asportato dalla sorgente fredda e questo grazie al lavoro L.

Maggiore è il COP maggiore è il guadagno di calore erogato o sottratto, ovviamente a parità di lavoro fornito alla macchina.

Resta inteso che le indicazioni di COP massimo sono da considerarsi massime teoriche e valide in regime termodinamico stazionario.

Nella figura seguente si rappresenta il concetto di COP e il suo andamento massimo teorico ideale in funzione delle temperature del sistema:

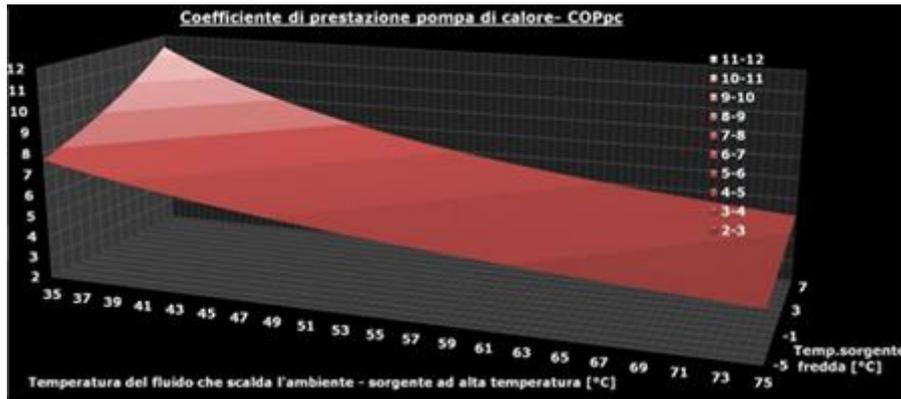


Figura 118 COP massimo teorico per una pompa di calore al variare della temperatura di sorgente calda e di sorgente fredda

Le prestazioni di una pompa di calore e di un ciclo frigorifero sono fortemente influenzate dalla differenza di temperatura delle due sorgenti di calore.

I COP così calcolati si riferiscono a situazioni ideali in cui tutte le altre perdite sono considerate nulle.

Generalmente nei casi industriali attualmente in commercio il rapporto fra il COP ideale della macchina di Carnot e quello reale è variabile dal 30 al 50%, a seconda delle condizioni della macchina termica e dell'ambiente.

Questo implica che, ad oggi, anche nelle migliori condizioni termodinamiche e con le migliori macchine non esistono macchine inverse con COP maggiori di 5,5.

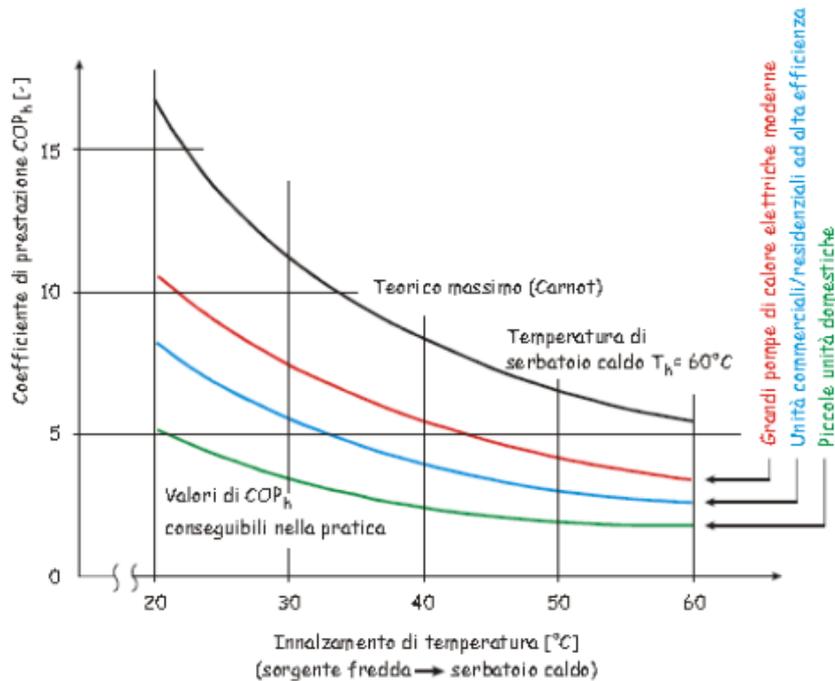


Figura 119 COP massimo al variare della tipologia di pompa di calore

6.4.1 Sottoraffreddamento e surriscaldamento del liquido

E' possibile migliorare le prestazioni del ciclo inverso a compressione di vapore mediante due diversi accorgimenti:

- in primo luogo, si può operare il cosiddetto sottoraffreddamento del liquido a monte della valvola di espansione: in pratica, si tratta di abbassare la temperatura del liquido saturo, alla fine della condensazione, mediante uno scambio termico a pressione costante;
- in secondo luogo, si può operare un surriscaldamento del vapore a monte del compressore: in pratica si tratta di riscaldare, a pressione costante, il fluido in uscita dall'evaporatore.

Questa trasformazione, più che per migliorare le prestazioni, viene realizzata essenzialmente a protezione del compressore, per assicurare che il fluido non contenga alcuna traccia di liquido.

Con questi accorgimenti, il ciclo, nel piano T,s e p,h diventa:

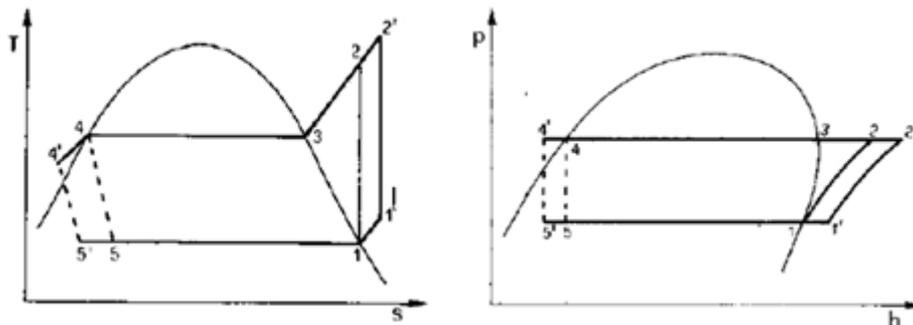


Figura 120 Diagrammi T,s e P,h del ciclo inverso a compressione di vapore comprensivo di sottoraffreddamento e surriscaldamento

6.5 Pompe di calore ad assorbimento

Rispetto al classico ciclo frigorifero delle macchine elettriche derivato dal ciclo teorico di Carnot, il sistema adottato nell'assorbimento differisce per l'introduzione delle fasi di generazione e di assorbimento in luogo della compressione. A valle della generazione seguono una condensazione ed un'evaporazione al cui termine si aggiunge l'assorbimento del fluido refrigerante nel fluido assorbente con un forte sviluppo di calore. La fase di generazione di fatto è costituita dalla separazione per evaporazione dell'ammoniaca dall'acqua mediante l'apporto termico di una fiamma

ed è preceduta da una serie di scambi termici di pre-riscaldamento della soluzione in ingresso al generatore.

La fase d'assorbimento è costituita da una reazione chimica esotermica dovuta alle caratteristiche chimico fisiche dei due composti utilizzati e dalle proprietà del processo che governa la loro miscela.

Per una descrizione dettagliata del ciclo termodinamico è opportuno riferirsi al circuito ermetico di una macchina reale rappresentato nella figura qui sotto, riferito ad una pompa di calore ad assorbimento reversibile.

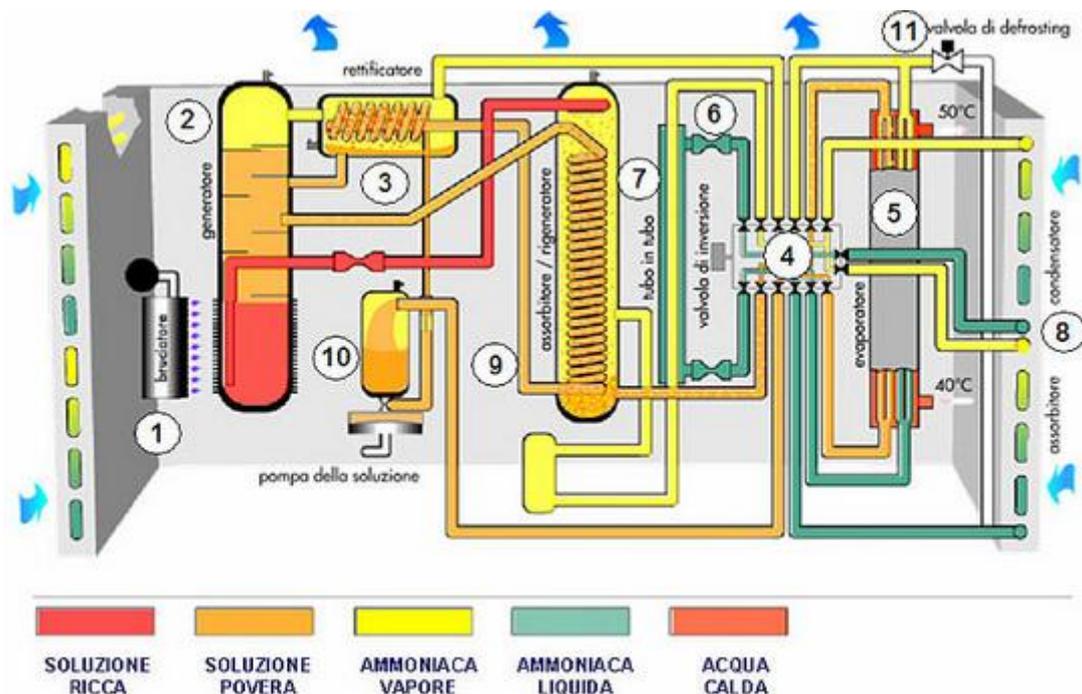


Figura 121 Pompa di calore ad assorbimento reversibile

Il bruciatore (1) è utilizzato per scaldare la soluzione assorbente-refrigerante provocando la separazione dei due componenti, per evaporazione, del refrigerante nella colonna di distillazione (2).

Il complesso bruciatore-colonna di distillazione viene definito generatore e nelle macchine ad assorbimento sostituisce il compressore tipico delle apparecchiature a compressione di vapore.

Il vapore di refrigerante uscente dal generatore alla temperatura di circa 100°C, attraversando il rettificatore (3) si separa dalle ultime parti d'acqua presenti ed entra alla temperatura di circa 90°C nello scambiatore di calore a fascio tubiero (5), il

quale nella stagione invernale assume il ruolo di condensatore-assorbitore della macchina.

In questa parte del circuito lo scambiatore di calore funge da condensatore del refrigerante, il quale cede all'acqua dell'impianto di riscaldamento il calore latente di condensazione.

Questo passaggio di stato del refrigerante costituisce quindi il primo effetto utile della macchina.

Il refrigerante uscente dalla sezione di condensazione attraversa una prima sezione di laminazione (6), uno scambiatore di calore "tubo in tubo" (7) ed una seconda sezione di laminazione dove progressivamente, attraverso successive diminuzioni di pressione e di temperatura, è portato alle condizioni ideali per cambiare nuovamente di stato passando alla fase gassosa.

Nella batteria alettata (8) infatti il refrigerante, prelevando calore dall'aria dell'ambiente esterno, evapora. In questa parte del circuito la pompa di calore importa all'interno del ciclo una porzione di energia rinnovabile. E' interessante sapere che il refrigerante utilizzato dalle pompe di calore nella batteria alettata può evaporare alla pressione atmosferica anche alla temperatura di -33°C . Questa caratteristica termodinamica del refrigerante consente di prelevare energia rinnovabile dall'aria anche quando la temperatura di quest'ultima raggiunge valori fortemente negativi, e permette quindi di non aver bisogno di caldaie di integrazione. L'ammoniaca evaporata nella batteria alettata, dopo essersi surriscaldata nello scambiatore "tubo in tubo" (7) entra nel pre-assorbitore (9) dove incontrandosi con l'assorbente nebulizzato (l'acqua) dà luogo alla reazione di assorbimento vera e propria. L'assorbimento è una reazione chimica esotermica che per evolvere necessita di veder asportata l'energia termica emessa. Nel pre-assorbitore tale energia viene parzialmente utilizzata per pre-riscaldare la soluzione acqua-ammoniaca prossima a rientrare nel generatore. Per completare la reazione d'assorbimento, la soluzione viene inviata nuovamente allo scambiatore di calore a fascio tubiero (5).

In questa fase del ciclo, lo scambiatore funge da assorbitore e consente di cedere al fluido termovettore dell'impianto termico una considerevole quantità d'energia termica che costituisce il secondo effetto utile della macchina. La soluzione acqua ammoniaca uscente dallo scambiatore di calore (5) viene inviata dalla pompa delle

soluzioni (10) nuovamente al generatore, passando nuovamente per il pre-assorbitore (9) e per il rettificatore (3) dove si pre-riscalda recuperando calore dal ciclo stesso. Nel generatore ricomincia quindi il ciclo frigorifero ora descritto.

La posizione (4) nella figura rappresenta la valvola di inversione del ciclo della pompa di calore, costituita da un organo meccanico a quattordici vie attraverso il quale viene deviato il flusso di refrigerante nel circuito. Tale operazione consente di invertire stagionalmente la modalità di funzionamento e produrre acqua calda nella stagione invernale e acqua refrigerata nella stagione estiva.

6.6 Fluidi di lavoro

Teoricamente potrebbe essere usata una qualunque sostanza che abbia una temperatura critica maggiore della temperatura ambiente; nella pratica, invece, oltre a questo requisito, ne vengono rispettati degli altri che si possono riassumere velocemente:

- un favorevole andamento della curva della tensione di vapore in funzione della temperatura: questo al fine di evitare pressioni troppo elevate nel condensatore e vuoti troppo spinti nell'evaporatore;
- una elevata variazione di entalpia di evaporazione, in modo da richiedere, a parità di potenza termica scambiata, una bassa portata e quindi una ridotta potenza meccanica;
- un basso volume specifico del vapore, in modo da ridurre il lavoro specifico di compressione;
- bassa tossicità;
- basso costo.

6.6.1 Fluidi di lavoro sintetici in disuso

Tradizionalmente i fluidi di lavoro più comuni per pompe di calore sono stati:

- CFC-12 temperatura bassa e media (max. 80 °C);
- CFC-114 temperatura alta (max. 120 °C);
- R-500 temperatura media (max. 80 °C);
- R-502 temperatura bassa (max. 55 °C);

- HCFC-22 bassa temperatura (max. 55 °C) per tutte le pompe di calore reversibili.

A causa del loro contenuto di cloro e la stabilità chimica, i CFC (clorofluorocarburi) sono nocivi per l'ambiente; hanno un alto potenziale di impoverimento dell'ozono (ODP) e un elevato potenziale di riscaldamento globale (GWP).

I CFC appartengono al gruppo dei refrigeranti proibiti, il loro utilizzo in nuovi impianti, ora è vietato anche se consentito negli impianti esistenti.

Questo gruppo include le seguenti refrigeranti: R-11, R-12, R-13, R-113, R-114, R-115, R-500, R-502, R-13B1.

6.6.2 Fluidi di lavoro moderni

Oltre a ricercare nuovi fluidi di lavoro e innocui per l'ambiente, è importante modificare o riprogettare le pompe di calore.

In generale, l'efficienza energetica di un impianto a pompa di calore dipende in gran parte dalla progettazione della pompa di calore più che dal fluido di lavoro.

HCFC (idroclorofluorocarburi) hanno ODP molto più basso (potenziale di riduzione dell'ozono) rispetto i CFC, a causa di una minore stabilità chimica atmosferica.

Il GWP (Global Warming Potential) è tipicamente il 20% di quello dei CFC-12.

HCFC includono R-22, R-401, R-402, R-403, R-408 e R-409.

HFC (idrofluorocarburi) sono privi di cloro refrigeranti come R-134a, R-152a, R-32, R-125 e R-507.

HFC-134a ha proprietà termofisiche molto simili al CFC-12.

HFC-152a è soprattutto utilizzato come parte di R-500 ed è attualmente applicato come componente in miscele. A causa della sua infiammabilità, deve essere utilizzato solo come un fluido puro di lavoro in piccoli impianti.

HFC-32 è moderatamente infiammabile e ha un GWP vicino a zero.

6.6.3 Fluidi di lavoro naturali

I fluidi di lavoro naturali sono sostanze, naturalmente esistenti nella biosfera; hanno generalmente un impatto ambientale trascurabile (zero o quasi zero ODP e GWP).

Esempi di fluidi di lavoro naturali sono: l'ammoniaca (NH₃), gli idrocarburi (ad esempio propano), il biossido di carbonio (CO₂), l'aria e l'acqua.

Alcuni dei fluidi naturali lavoro sono infiammabili o tossici.

L'ammoniaca (NH_3) è in molti paesi il fluido di lavoro leader nella refrigerazione di medi e grandi impianti.

L'ammoniaca è un'ottima alternativa dal punto di vista prestazionale ed economico rispetto i CFC; finora è stata utilizzata generalmente in grandi sistemi a pompa di calore dove l'impiego di compressori ad alta pressione permette di innalzare la temperatura di condensazione massima raggiungibile da 58 °C a 78 °C .

Tutti gli impianti devono essere realizzati in acciaio perché in presenza di ossigeno può intaccare il rame.

Gli idrocarburi (HC) sono fluidi di lavoro infiammabili; propano, propilene e miscele di propano, butano, iso-butano e etano sono considerati gli idrocarburi più efficienti per sistemi a pompa di calore.

A causa della elevata infiammabilità, gli idrocarburi devono essere applicati in sistemi con bassa carica fluido di lavoro; per garantire la necessaria sicurezza durante il funzionamento e di servizio, devono essere prese precauzioni come: la collocazione corretta della pompa di calore, la presenza sistemi di ventilazione, l'aggiunta di gas tracciante al fluido di lavoro e l'uso di rilevatori di gas.

L'acqua è un fluido di lavoro eccellente per le pompe di calore industriali non essendo né infiammabile né tossico; le temperature tipiche di utilizzo variano da $80 - 150\text{ °C}$.

Il principale svantaggio che deriva dall'utilizzo dell'acqua come fluido di lavoro risiede nella bassa capacità termica volumetrica (kJ/m^3); questo richiede compressori grandi e costosi, soprattutto per applicazioni a basse temperature.

Il biossido di carbonio (CO_2) non è né tossico né infiammabile ed è compatibile con lubrificanti normali e con i comuni materiali da costruzione; tuttavia, il COP teorico di un ciclo termico convenzionale di pompaggio con CO_2 è piuttosto scarso.

6.7 Tipologie pompa di calore

Il ciclo frigorifero che si sviluppa tramite un fluido, che cambia agevolmente di stato quando lo si comprime, oppure quando lo si lascia espandere, riesce a trasferire calore da un corpo (evaporatore) ad un altro (condensatore) durante la refrigerazione ,oppure viceversa, durante la produzione di calore.

La vasta disponibilità di apparecchiature si articola pertanto sulla combinazione di queste due possibilità operative applicate ai fluidi secondari disponibili.

In particolare si usa classificare le pompe di calore secondo la natura della sorgente fredda e di quella calda.

Tipologie di pompe di calore:

- Aria-aria
- Aria-acqua
- Acqua-acqua
- Acqua-aria

In questa classificazione il primo termine indica la sorgente fredda ed il secondo quella calda.

L'aria è facilmente reperibile, ma la variabilità della temperatura e dell'umidità riducono il rendimento medio delle pompe.

Il 95% delle di pompe di calore installate in Italia utilizza come sorgente fredda l'aria e in particolare l'84% dei prodotti (il 58% in termini di fatturato) è costituito dalla tipologia aria/aria; all'interno di questa tipologia, lo schema più diffuso prevede l'utilizzo di split.

Con tale denominazione vengono classificate tutte le macchine ad espansione diretta di gas freon, costituite da una unità motocondensante (o motoevaporante in pompa di calore) e da una o più unità interne, collegate all'unità esterna medesima.

Il condizionatore o la pompa di calore schematizzati (vedi pagina seguente), sono costituiti da due sezioni separate e raccordate tra loro da una tubazione in rame, entro le quali circola il fluido frigorigeno.

La sezione esterna, detta comunemente motocondensante, contiene essenzialmente il compressore e una batteria di scambio termico, avente funzione di condensatore nel ciclo di raffrescamento, oppure di evaporatore, durante la stagione invernale, nella fase di riscaldamento (versione a pompa di calore).

Completano l'equipaggiamento dell'unità esterna: un ventilatore elicoidale, necessario a garantire una determinata portata d'aria attraverso le alette della batteria di scambio termico, il dispositivo di espansione del fluido refrigerante e, nella versione a pompa di calore, la valvola di inversione del ciclo.

La sezione interna, detta anche evaporante, comprende una batteria di scambio termico, con funzione di evaporatore nel ciclo di raffrescamento, oppure di condensatore nel funzionamento a pompa di calore, nonché uno o più ventilatori centrifughi; a corredo della sezione interna, è presente anche un filtro, avente lo scopo di trattenere le impurità dell'aria ripresa dagli ambienti.

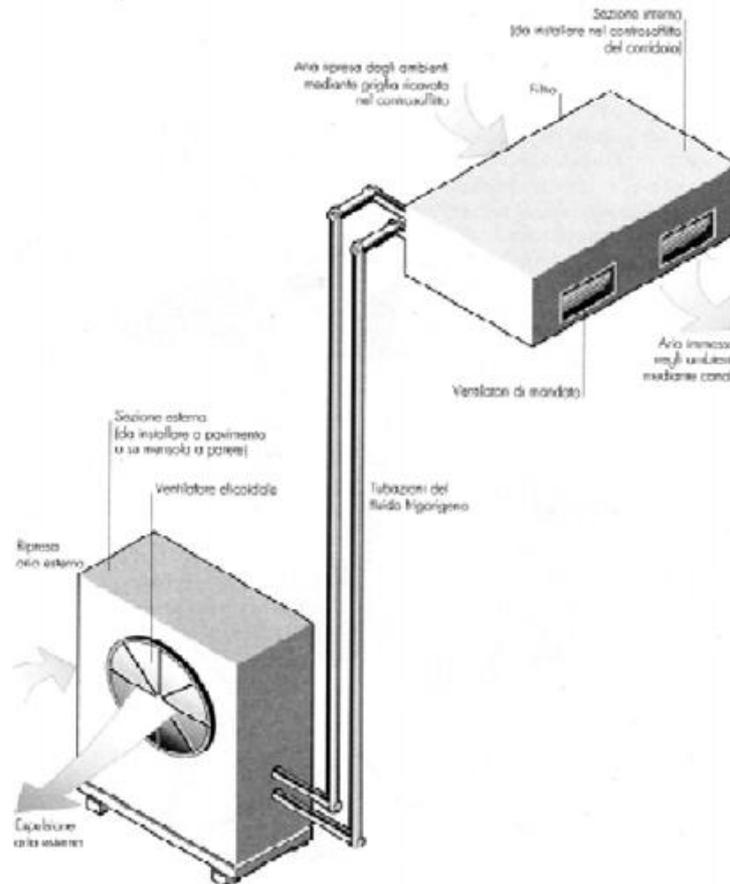


Figura 122 Schema pompa di calore

L'acqua rappresenta la sorgente calda ideale, purtroppo non sempre è facilmente reperibile. Una versione particolare di questo tipo di pompe di calore è quella che sfrutta come fonte di calore l'energia geotermica che dal nucleo terrestre si irradia verso la superficie.

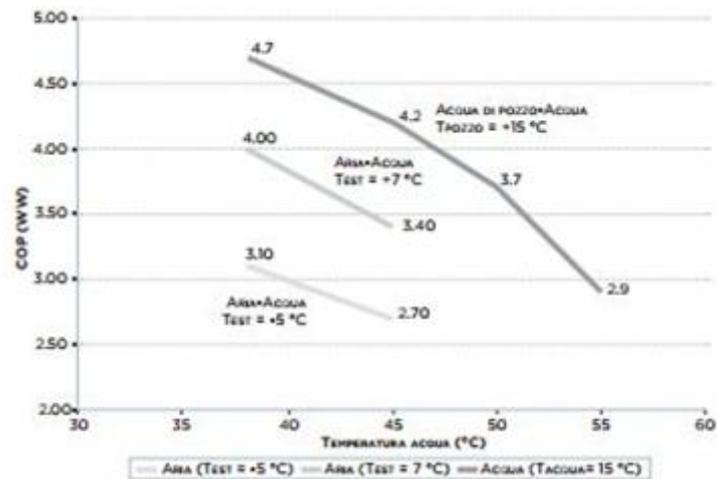


Figura 123 COP in funzione delle temperature e del tipo di macchina

6.8 Geotermia

Nell'ambito della geotermia "classica", di solito, si parla di impianti di grandi dimensioni situati in aree ove è relativamente facile estrarre calore ad alte temperature (in genere superiori ai 100 °C) sia per il riscaldamento che per la generazione di elettricità tramite turbine a vapore.

Con il termine geotermia a bassa temperatura o a bassa entalpia, si individuano invece gli impianti per il riscaldamento e il raffrescamento degli ambienti che utilizzano il calore terrestre o delle falde acquifere.

Un impianto geotermico a bassa temperatura sfrutta la temperatura costante del terreno durante tutto l'anno negli strati più superficiali fino a una profondità di 100 m circa (in Italia compresa tra i 12 e i 17 °C).

Questa proprietà caratteristica del terreno superficiale consente di estrarre calore da esso in inverno in modo semplice ed efficiente e di utilizzarlo come sorgente fredda in estate.

Per poter usufruire della naturale energia contenuta nel sottosuolo è necessario avvalersi di pompe di calore in genere elettriche, accoppiate a scambiatori termici detti "sonde geotermiche".

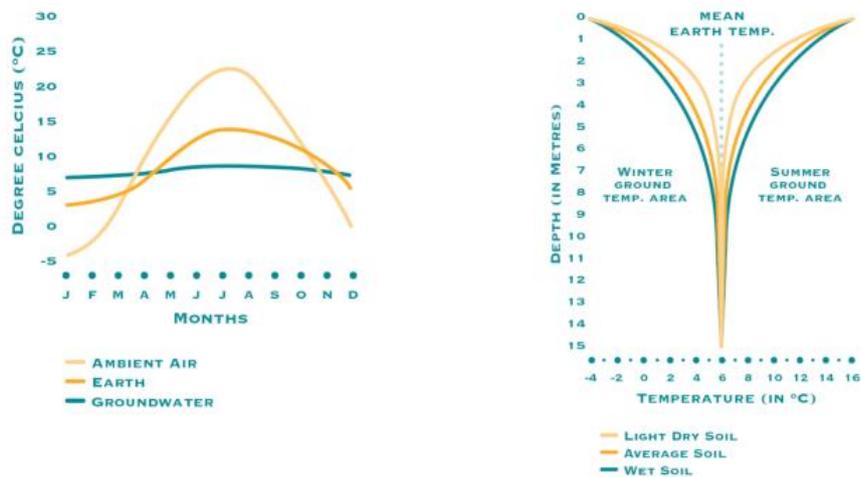


Figura 124 A sinistra andamento della temperatura dell'aria, della terra e delle acque sotterranee in funzione di mesi considerando; a destra andamento della temperatura del terreno asciutto, bagnato e in condizioni intermedie in funzione delle stagioni

Un impianto geotermico è costituito da molteplici elementi fondamentali: un sistema di captazione del calore, una pompa di calore elettrica, un sistema di accumulo e di distribuzione del calore.

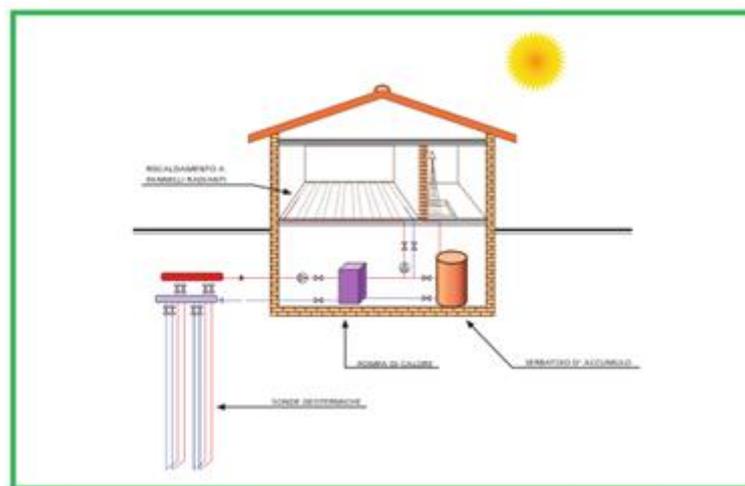


Figura 125 Schema del circuito chiuso terra/acqua (sonde geotermiche verticali)

6.8.1 Sistema di captazione del calore

La parte essenziale di un impianto geotermico è rappresentata dal sistema di captazione del calore; tale elemento permette al calore di passare da uno stato di dispersione all'interno del terreno (o della falda acquifera) ad uno stato più concentrato, e quindi utile, all'interno dell'impianto di climatizzazione.

Le sonde di captazione geotermica sono generalmente in materiale plastico (polietilene) o in rame; hanno diametri di pochi centimetri (3-4 cm) e sono inserite

nel terreno in prossimità dell'edificio formando un circuito nel quale scorre il fluido termovettore che scambia calore con il terreno.

La disposizione e il numero di sonde variano in funzione: dell'energia termica richiesta, delle caratteristiche del terreno e del fluido termovettore utilizzato.

Il fluido termovettore che scorre all'interno delle sonde può essere costituito da acqua semplice o da glicole etilenico (miscela di acqua e anticongelante non tossico).

In questo secondo caso si può far circolare il fluido a temperature inferiori a 0 °C, con il vantaggio di avere un flusso termico maggiore.

Sonde verticali

Nella configurazione a sviluppo verticale le tubature possono essere interrato nel terreno fino a grandi profondità (70-130 m).

I tubi affondati verticalmente nel terreno possono avere varie sezioni trasversali: singolo o doppio tubo a U, tubi coassiali semplici o complessi.

La scelta degli scambiatori a U risulta essere la scelta adottata nella maggior parte dei casi, in quanto se ben dimensionato si rivela il sistema con l'affidabilità maggiore.

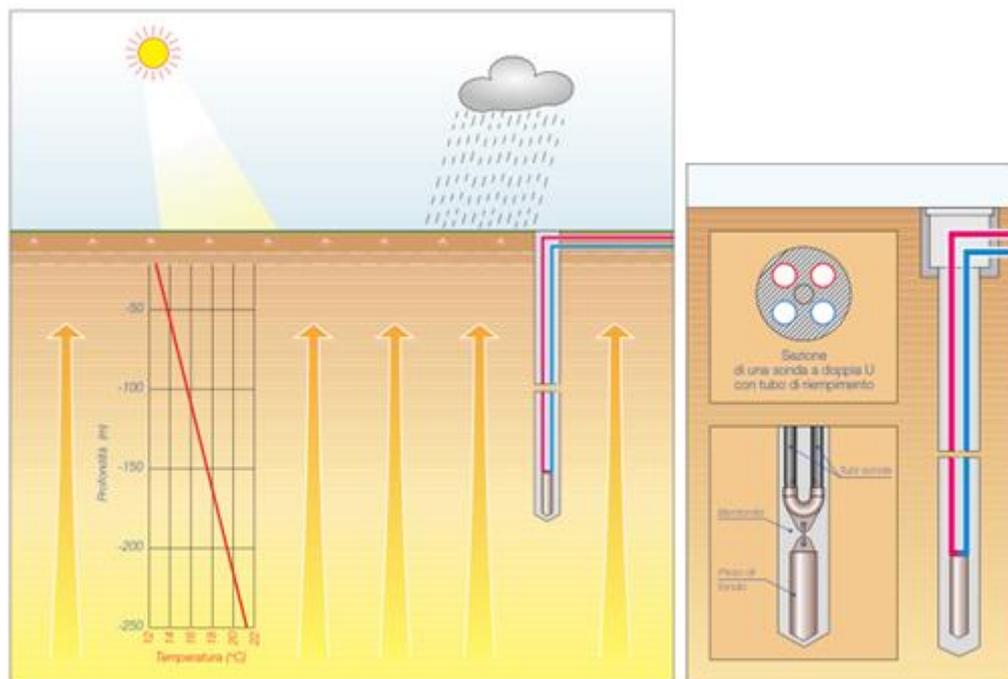


Figura 126 Sonda verticale nel terreno

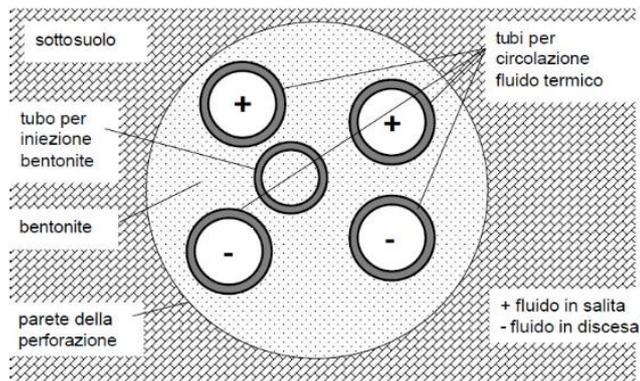


Figura 127 Sezione dell'impianto a sonda verticale

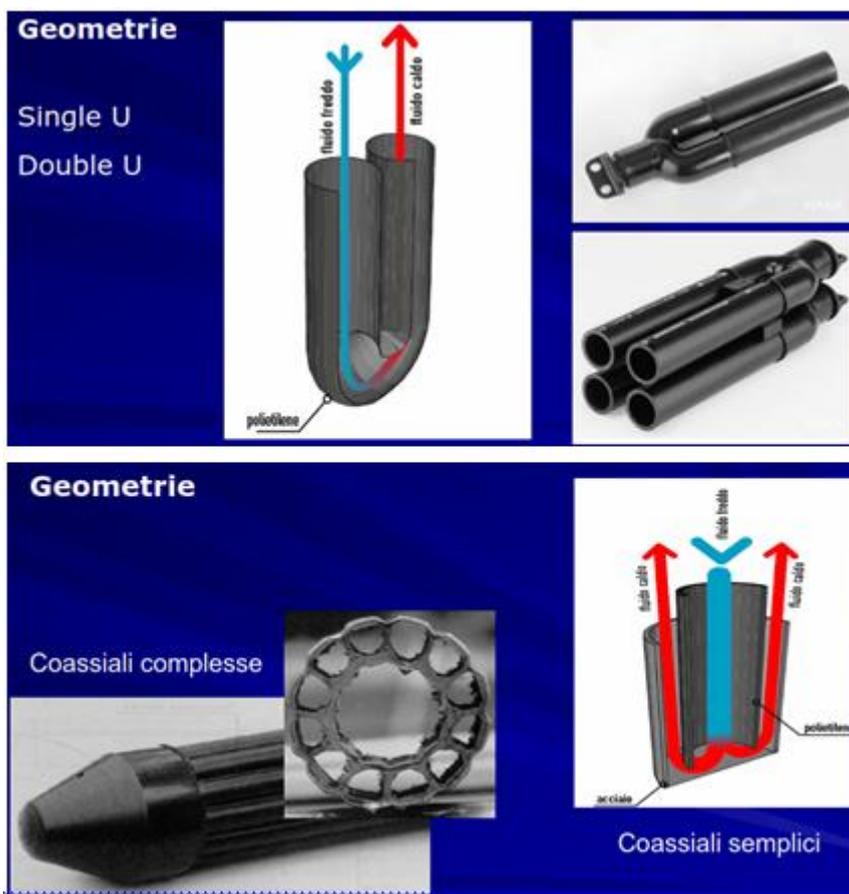


Figura 128 Geometrie delle sonde verticali

Sonde o collettori orizzontali

Nelle configurazioni a sviluppo orizzontale, si possono avere circuiti alla profondità di 1–3 m delle tipologie ad anello (chiuso o aperto) e a serpentina.

Un impianto a sonde orizzontali risente dell'influenza stagionale dell'apporto solare e ha bisogno di un'area più ampia per la posa in opera delle sonde rispetto agli impianti a sonde verticali.

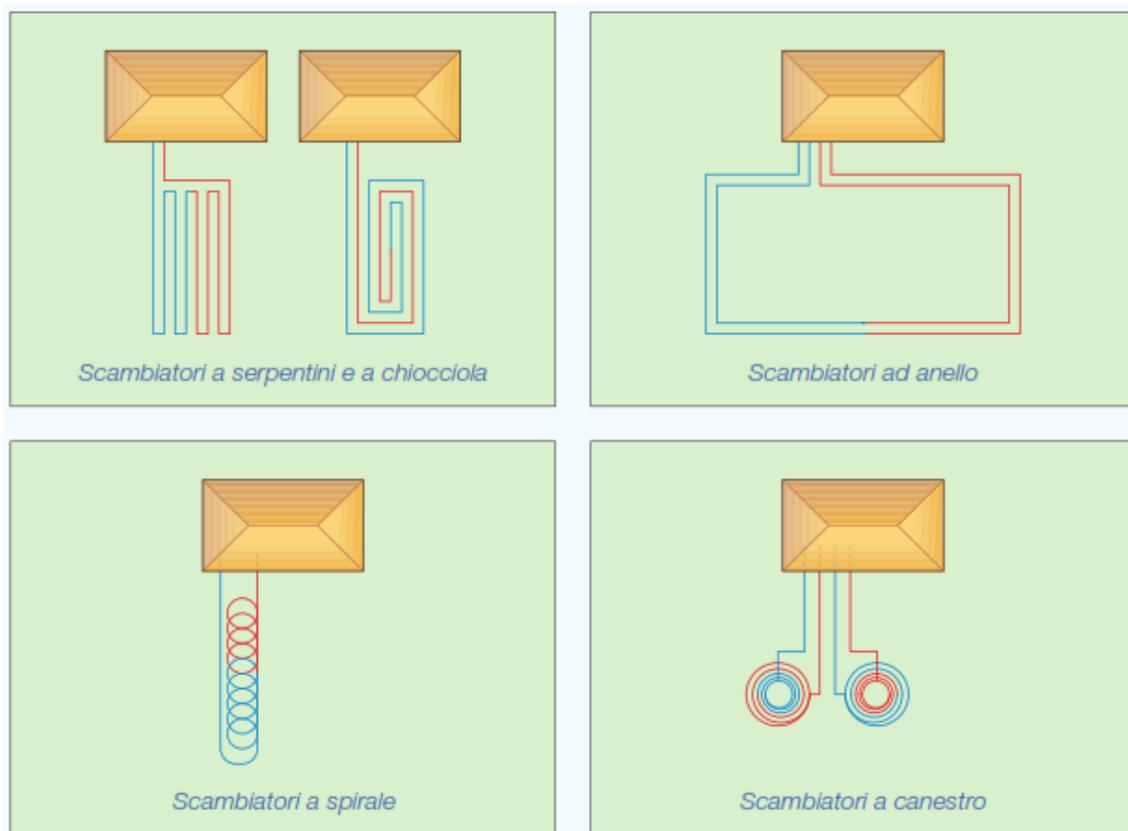


Figura 129 Collettori orizzontali

6.8.2 Pompa di calore

La maggior parte delle pompe di calore è di tipo “reversibile”; il funzionamento può essere invertito, potendo operare alternativamente come unità riscaldanti o raffreddanti.

L'utilizzo del terreno come sorgente presenta il vantaggio di avere una temperatura pressoché costante nel corso dell'anno.

La differenza di temperatura tra sorgente termica e ambiente da riscaldare/raffrescare è il parametro che influisce maggiormente sui rendimenti delle pompe di calore.

Per questo motivo, le pompe di calore geotermiche risultano essere mediamente più efficienti rispetto a quelle ad aria, soprattutto per impianti che captano il calore a profondità superiori ai 15-20 m.

Le pompe di calore geotermiche accoppiate a sonde verticali o a collettori orizzontali hanno un COP variabile tra 4 e 4,9; quelle funzionanti con acqua sotterranea o a sistema aperto hanno un COP tra 3,6 e 5,2.



Figura 130 Pompa di calore

6.8.3 Sistema di accumulo e distribuzione del calore

Gli impianti geotermici sono particolarmente adatti per lavorare con terminali di riscaldamento/raffrescamento funzionanti a basse temperature (30-50 °C) come ad esempio i pannelli radianti a pavimento e i ventilcovettori.

In particolare i pannelli radianti sono la situazione ideale, poiché in inverno fanno circolare acqua calda a 30-35 °C e in estate acqua fredda a 18-20 °C, riscaldando e raffrescando con il massimo grado di comfort e risparmio energetico.

6.8.4 Terreno

Un altro parametro fondamentale è il tipo di terreno nel quale si installa la sonda geotermica; in base alle caratteristiche del terreno si dimensiona diversamente l'impianto.

L'assenza di situazioni geologiche sfavorevoli (es. grandi spessori di ghiaie secche, grandi sistemi carsici) oppure la presenza o meno di acque sotterranee o di vincoli idro-geologici, determinano la fattibilità o meno di un impianto geotermico.

Il fattore essenziale da considerare per la progettazione è la conducibilità termica del terreno, ovvero l'attitudine a trasmettere il calore.

In tabella sono riportati i valori di conducibilità termica e di rendimento specifico per diversi tipi di sottosuolo.

Tipo di sottosuolo	Conducibilità termica W/m*K	Rendimento specifico W/m
Sottosuolo scadente terreno sciolto secco	< 1,5	< 25
Roccia e terreno sciolto saturo d'acqua	1,5 - 3,0	60
Roccia con elevata conducibilità termica	> 3,0	84
Ghiaia, sabbia secca	0,4	< 25
Ghiaia, ghiaia saturo d'acqua	1,8 - 2,4	65 - 80
Calcere, massiccio	2,8	55 - 70
Arenaria	2,3	65 - 80
Granito	3,4	65 - 85
Gneiss	2,9	70 - 85

Figura 131 Conducibilità termica di alcune tipologie di sottosuolo e rendimento specifico per sonde geotermiche verticali

Il rendimento specifico è proporzionale alla conducibilità termica del terreno e può essere considerato accettabile per valori maggiori di 50 W/m.

6.8.5 Tempo di vita

La durata media delle pompe di calore può essere paragonata a quella delle caldaie tradizionali (15 anni).

Non esistono dati certi sulla vita media delle sonde geotermiche che qualche costruttore stima da 80 a 100 anni.

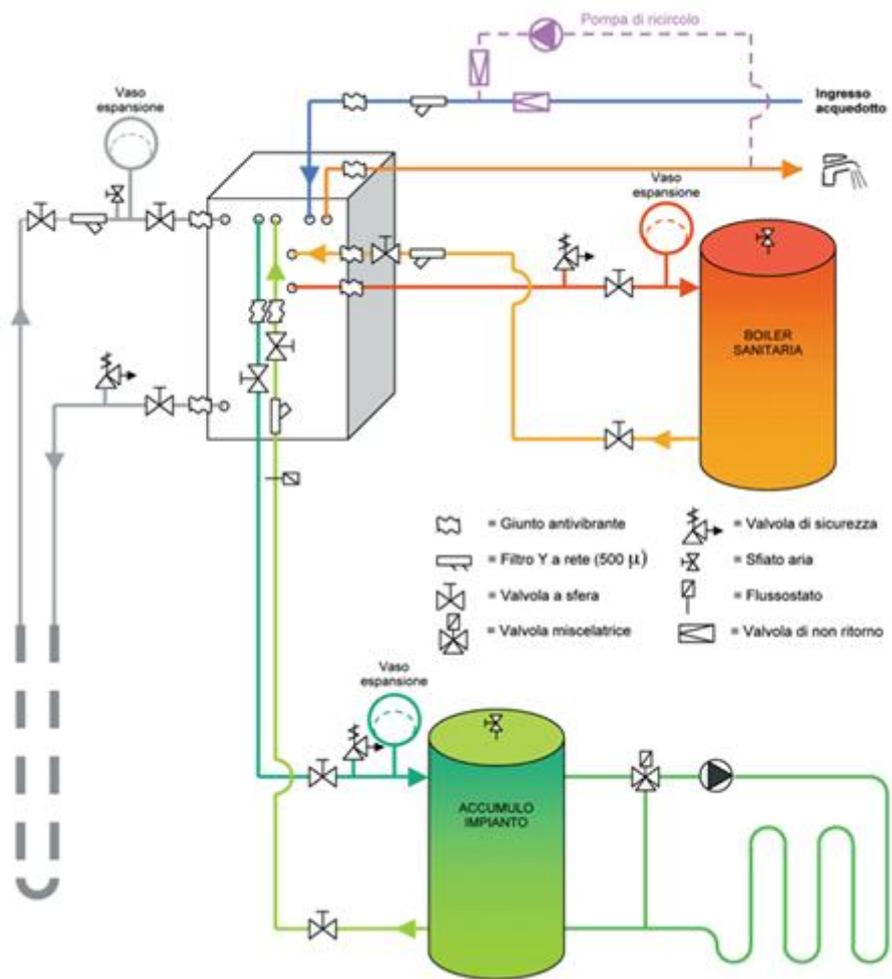


Figura 132 Impianto pompa di calore

6.9 Pompe di calore applicate al progetto

L'energia termica in uscita dal serbatoio freddo nella fase di raffreddamento è pari a 16,5 MJ; questa energia è fruibile in un periodo di tempo limitato e quindi non risulta utilizzabile per applicazioni di riscaldamento o per utenze sanitarie (dove la richiesta dell'acqua calda è continua).

L'obiettivo è quello di uniformare il trasferimento dell'energia termica in un intervallo di tempo maggiore.

Lo scopo quindi è perseguibile isolando un determinato volume di terreno dove verranno installati nel sottosuolo due circuiti indipendenti di scambiatori a serpentini; uno collegato al serbatoio freddo mentre l'altro collegato alla pompa di calore delle utenze.

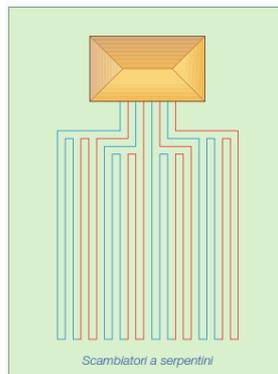


Figura 133 Scambiatori a serpentini

La casa costruttrice di scambiatori a serpentini fornisce la seguente tabella:

SCAMBIATORI A SERPENTINI E CHIOCCIOLA	
<i>Rendimenti specifici approssimativi superfici terreno</i>	
Tipo sottosuolo	(W/m²)
<i>terreno sabbioso secco</i>	<i>10 – 15</i>
<i>terreno sabbioso umido</i>	<i>15 – 20</i>
<i>terreno argilloso secco</i>	<i>20 – 25</i>
<i>terreno argilloso umido</i>	<i>25 – 30</i>
<i>terreno saturo d'acqua</i>	<i>30 – 40</i>

- interasse tubi = 40 cm
- ore operative annuali = 1800
- COP = 4
- superficie del terreno libera
- superficie del terreno non impermeabilizzata

Figura 134 Parametri degli scambiatori a serpentini

Ipotizzando sia lo scambio termico distribuito nel tempo (invece di limitarlo a soli dieci minuti ogni ora) sia l'installazione dell'impianto su un terreno argilloso secco si ricava la superficie di scambio termico necessaria:

$$\text{Superficie} = \frac{\text{Energia}}{\text{Rendimento specifico}} = \frac{16500000J}{72000 \frac{J}{m^2}} \approx 230m^2$$

7.CONCLUSIONI

Alla fine di questo elaborato non si può affermare, in generale, che esista una combinazione di variabili di processo (spessori e conducibilità termiche dei componenti) ottimale; infatti in base alle esigenze di formatura in termini di temperatura massima, salto termico e tempo di processo per ogni tipologia di laminato si devono scegliere i valori opportuni delle variabili.

Grazie alle simulazioni svolte si possono riassumere le varie considerazioni:

1. L'incremento della conducibilità termica del laminato non influenza ciò che accade a monte di esso rispetto alla direzione di propagazione del flusso termico.
2. L'aumento della conducibilità termica del cuscino permette un incremento del flusso termico che porta ad un innalzamento della temperatura all'interfaccia cuscino-laminato, mentre la temperatura all'interfaccia vassoio-cuscino non subisce alterazioni.
3. Le conducibilità termiche del vassoio (Fe 510B) e dell'inox (AISI 304) sono di due ordini di grandezza superiori rispetto a quelle del cuscino e del laminato, quindi la distribuzione delle temperature risulta limitata nei suddetti componenti metallici.
4. L'aumento della conducibilità termica del laminato causa un innalzamento notevole delle temperature nella mezzeria di quest'ultimo; nell'interfaccia con l'inox tale variazione si riduce.

Se la conducibilità del laminato aumenta rimanendo invariata la conducibilità del cuscino si nota una distribuzione di temperature più uniforme.

5. L'incremento della conducibilità termica del cuscino causa un incremento generale delle temperature del laminato.

La distribuzione delle temperature nel laminato risulta più disomogenea se la conducibilità del cuscino aumenta a parità di conducibilità del laminato.

6. Incrementando entrambe le conducibilità termiche (del cuscino e del laminato) l'aumento delle temperature è notevole soprattutto nella mezzeria.

La distribuzione delle temperature risulta più uniforme se entrambe le conducibilità termiche crescono.

7. Considerando il laminato centrale si può riscontrare che, in tutti sei casi di studio, il salto termico massimo si verifica in istanti temporali molto vicini (dopo circa 300 secondi).
8. Riguardo allo spessore del cuscino, la sua riduzione implica il raggiungimento di una temperatura molto alta in tempi brevi a fronte di ampliamento dell'intervallo di distribuzione di temperatura che, in alcune applicazioni, può essere inaccettabile date le caratteristiche tecniche del componente.

Semplificando l'analisi svolta si possono individuare quattro possibili obiettivi da raggiungere in funzione di altrettante configurazioni:

- I. La temperatura massima viene raggiunta dalla combinazione di conducibilità del cuscino 0.14 W/mK e del laminato 0.18 W/mK .
- II. Il salto termico minore viene garantito dalla combinazione di conducibilità del cuscino 0.10 W/mK e del laminato 0.18 W/mK .
- III. La condizione di compromesso tra temperatura massima e salto termico minimo prevede l'utilizzo della conducibilità del cuscino 0.12 W/mK e del laminato 0.18 W/mK .
- IV. Considerando l'obiettivo di limitare il tempo di processo la coppia di conducibilità più indicata è 0.14 W/mK 0.18 W/mK .

Dopo aver esaminato la seconda parte dell'elaborato si può affermare che la modalità di recupero dell'energia che offre i maggiori vantaggi è rappresentata dall'utilizzo dei due motori Stirling da 50 kW che già dal terzo anno garantiscono un utile considerevole.

8.BIBBLIOGRAFIA

David Michael Rowe “*Review thermoelectric waste heat recovery as a renewable Energy source*” Cardiff School of Engineering, Cardiff, Wales;

Industrial Technologies Program ”*Engineering Scoping Study of Thermoelectric Generator Systems for Industrial Waste Heat Recovery*” U.S Department of Energy;

“*Thermoelectrics*” California Institute of Tecnology;

Kylan Wynn Engelke “*Novel Thermoelectric generator for stationary power waste heat recovery*” Montana State University;

Blatt, Frank J.; Schroeder, Peter A.; Foiles, Carl L.; Greig, Dennis. “*Thermoelectric Power of Metals*”, Plenum Press. New York;

Cadoff, Irving B.; Miller, Edward. “ *Thermoelectric Materials and Devices*” Reinhold Publishing Corp. New York;

Frank P Incropera.; DeWitt, David P. "*Introduction to Heat Transfer*" Fourth Ed. John Wiley and Sons. Hoboken, New Jersey;

http://en.wikipedia.org/wiki/Thermoelectric_effect

<http://www.globalte.com>

<http://www.TEGPOWERGENERATOR.com>

<http://www.nist.gov>

<http://www.shell.com>

Nicole Benedetti, tesi di laurea “*Il motore Stirling tra tradizione e innovazione:una scommessa per il futuro*” Università degli studi di Udine;

Michele Favaron, tesi di laurea “ *Modello matematico di un motore Stirling accoppiato ad un generatore elettrico lineare*” Università degli Studi di Padova;

Peter Fette “ *About the Efficiency of the Regenerator in the Stirling Engine and the function of the Volume Ratio V_{max}/V_{min}* “ Dipl-Ing Walzbachtal, Germany;

G. Walker. Graham “*Stirling engines*”, Oxford University;

Artin Der Minassians tesi di dottorato “*Stirling Engines for Low-Temperature Solar-Thermal-Electric Power Generation*” University of California ;

A.J. Organ “*The Regenerator and the Stirling engine*” London: MEP, 1997;

http://it.wikipedia.org/wiki/Motore_Stirling

<http://www.coolenergyinc.com>

<http://www.sunpower.com>

<http://stirlingfreepiston.blogspot.com>

http://www.globalcooling.nl/pdfs/general_history.pdf

Domotecnica “*Dossier Pompe di calore*”;

Caleffi Idraulica “*Impianti a pompe di calore geotermiche*”;

Elisabetta Venturelli, tesi “*Pompe di calore industriali: caratteristiche e applicazioni*” Facoltà di Ingegneria Università degli Studi di Padova;

Sandro Petrizzelli “*Appunti di fisica tecnica*”;

http://www.iuav.it/Ateneo1/docenti/design-e-a/docenti-st/Francesca-11/materiali-/Impianti-t/Lez12_apr111

<http://www.heatpumpcentre.org>

<http://www.enelgreenpower.com>

<http://www.geoclima.it>

<http://www.infobuildenergia.it>

<http://www.nextville.it>

<http://www.diee.unica.it/~pisano/DISPENSE-MatlabSimulink.pdf>

<http://dee.poliba.it/dee-web/Personale/dotoli/didatt.html>

http://www.dia.uniroma3.it/autom/FdAcomm/software_matlab.htm

Nicola Forgiione Paolo Di Marco “*Appunti ed esercizi di Fisica Tecnica e Macchine Termiche*”.

9.RINGRAZIAMENTI

In primo luogo desidero ringraziare il Professor Lorenzini e il Professor Valdiserri per avermi concesso l'opportunità di sviluppare questo argomento di tesi e per la loro costante disponibilità e professionalità.

Ringrazio anche la mia famiglia per avermi dato sempre fiducia ed infine devo fare i complimenti al sottoscritto che, nonostante lo stress di questi anni universitari, ne è uscito “abbastanza” indenne.