

# Stato del sottoprogramma RESIST

*Renewable Energy Sources Integration in electrical network with Superconducting Technologies*

**F. Negrini, M. Fabbri, A. Morandi, P.L. Ribani, L. Trevisani**

**Abstract** - Nella fase iniziale dell'attività connessa al programma di ricerca si è identificato il problema oggetto della ricerca; in particolare sono stati definiti gli obiettivi, i vincoli, le specifiche e le variabili di progetto, che si sono ritenuti più adatti per la progettazione del cavo superconduttivo per la linea di trasmissione in corrente continua e lo studio del sistema. La seconda fase della ricerca ha permesso di definire le specifiche di progetto, ed i metodi di analisi e di sintesi più idonei allo studio del sistema proposto in condizioni di funzionamento nominale. I risultati ottenuti consentono di valutare la fattibilità progettuale del cavo superconduttivo per la linea di trasmissione in corrente continua e la funzionalità del sistema proposto in condizioni di funzionamento nominale e di guasto.

## INDICE

1. OBIETTIVO DEL PROGETTO .....	p. 1.3
DESCRIZIONE DEL SOTTOPROGRAMMA RESIST .....	p. 1.4
ATTIVITÀ PREVISTE PER IL PRIMO ANNO DEL PROGETTO .....	p. 1.5
LA FILOSOFIA DI PROGETTO E LA CONDIZIONE DI FATTIBILITÀ .....	p. 1.5
2. IL SISTEMA DI CONNESSIONE E LA SUA MODELLAZIONE ELETTRICA.....	p. 2.1
IL SISTEMA DI CONNESSIONE .....	p. 2.1
SIMULAZIONE ELETTRICA DEL SISTEMA DI CONNESSIONE .....	p. 2.8
STABILITÀ NELL'INTERAZIONE CON LA RETE .....	p. 2.21
3. DIMENSIONAMENTO DELLA SEZIONE SUPERCONDUTTIVA .....	p. 3.1
GEOMETRIA DEL CAVO.....	p. 3.1
STIMA DELLE PERDITE IN CONDIZIONI DI FUNZIONAMENTO NOMINALE.....	p. 3.6
4. REFRIGERAZIONE DELLA LINEA .....	p. 4.1
PROPRIETÀ DEL PARA-IDROGENO LIQUIDO .....	p. 4.1
PROGETTO DELLA LINEA CON SEZIONE ANULARE E TUBO CORRUGATO FLESSIBILE .....	p. 4.4
VERIFICA DEL DIMENSIONAMENTO DEL CIRCUITO DI RAFFREDDAMENTO.....	p. 4.12
PROGETTO DEL SISTEMA DI RICIRCOLO DELL'IDROGENO LIQUIDO.....	p. 4.15
DIMENSIONAMENTO DELL'ISOLAMENTO TERMICO.....	p. 4.16
CALCOLO DELLE PERDITE DI IDROGENO PER PERMEAZIONE.....	p. 4.18
5. STUDIO DEL SISTEMA DI DIAGNOSTICA E PROTEZIONE .....	p. 5.1
IL SISTEMA DI PROTEZIONE .....	p. 5.1
ANALISI DEL GUASTO SULLA LINEA .....	p. 5.2

## 1. OBIETTIVO DEL PROGETTO

L'attività di ricerca è focalizzata sulla connessione delle fonti di energia rinnovabile al "sistema energetico" nazionale tramite la produzione di energia elettrica, da erogare alla rete elettrica in corrente alternata, e l'immagazzinamento di energia chimica tramite idrogeno. L'obiettivo pertanto è l'utilizzo della maggior quantità possibile delle risorse energetiche rinnovabili, sfruttando le sinergie ottenibili dal contemporaneo utilizzo di due distinti vettori energetici.

Pur non producendo inquinanti, le fonti rinnovabili, e tra esse soprattutto l'eolico e il solare, sono disponibili in modo intermittente, e ciò ne riduce il cosiddetto "credito di potenza" (esse, infatti, possono ridurre i consumi di combustibile nelle centrali convenzionali, ma non sostituire completamente una pari potenza convenzionale). Un altro serio limite è costituito dalla bassa densità per unità di superficie impegnata: tale caratteristica comporta la necessità di impegnare rilevanti estensioni di territorio per la produzione di quantità significative di energia, tanto che essa costituisce un serio limite al potenziale utilizzabile. Nel complesso, tuttavia, un più esteso ricorso alle fonti rinnovabili viene unanimemente indicato come obiettivo prioritario nelle politiche energetiche e ambientali elaborate a livello internazionale, comunitario e nazionale.

L'idrogeno risulta essere un vettore energetico molto promettente in termini di efficienza di utilizzo e di riduzione dell'impatto ambientale che può quindi rappresentare un componente chiave per un sistema energetico sostenibile. Come vettore energetico e combustibile, la sua futura integrazione nell'economia energetica è in grado di contribuire a rendere le energie da fonti rinnovabili percorribili e pratiche. In particolare, come mezzo di accumulo, esso può contribuire a promuovere l'uso delle fonti rinnovabili e ad abbassare il costo dell'elettricità di picco. Inoltre, la crescente domanda di elettricità in siti non connessi alla rete, fornisce una ulteriore opportunità per l'idrogeno come mezzo di accumulo di energia. Importanti risorse sono attualmente impegnate da tutti i paesi europei e non (oltre 4000 Milioni di Euro nei prossimi 5 anni [Proc. IEA Workshop "Toward Hydrogen", Parigi, Marzo 2003]) ed unanimemente si ritiene di potere avere un ritorno economico entro 10 – 15 anni.

Il sistema oggetto di studio è rappresentato schematicamente in Fig. 1 ed è costituito principalmente da:

1. una o più fonti di energia rinnovabile (tipicamente eolica e/o fotovoltaica) in installazioni remote,
2. un sistema di accumulo della energia realizzato mediante produzione e stoccaggio di idrogeno (in forma gassosa e liquida) e fuel cell, per compensare le fluttuazioni delle sorgenti di energia rinnovabile,
3. una linea di trasmissione in corrente continua, realizzata con materiale superconduttore ( $MgB_2$ ) avente una temperatura di transizione superiore a quella dell'idrogeno liquido, utilizzato per raffreddarlo,
4. un sistema di accumulo della energia realizzato mediante avvolgimenti superconduttori (SMES) per compensare le oscillazioni rapide di corrente dovute a chopper ed inverter,
5. un inverter per l'interfacciamento della linea in corrente continua con la rete in corrente alternata.

Per ciascuno dei componenti fondamentali (produzione/stoccaggio/utilizzo di idrogeno, linea di trasmissione in corrente continua, SMES, inverter di interfaccia con la rete di distribuzione) il progetto si propone di:

- sviluppare i modelli teorici ed i codici di calcolo per il progetto e l'analisi
- realizzare un prototipo di laboratorio che servirà per validare i modelli ed i codici sviluppati e studiare sperimentalmente il comportamento di componenti in alcune condizioni di funzionamento considerate critiche per il sistema.

Il progetto si propone inoltre di simulare, mediante codici già esistenti e/o sviluppati durante il progetto stesso, il comportamento di tutto il sistema, al fine di ottimizzarne le prestazioni (massima energia erogata alla rete, minima variazione della potenza, sicurezza del sistema nelle condizioni di guasto previste, stabilità del sistema) in condizioni reali.

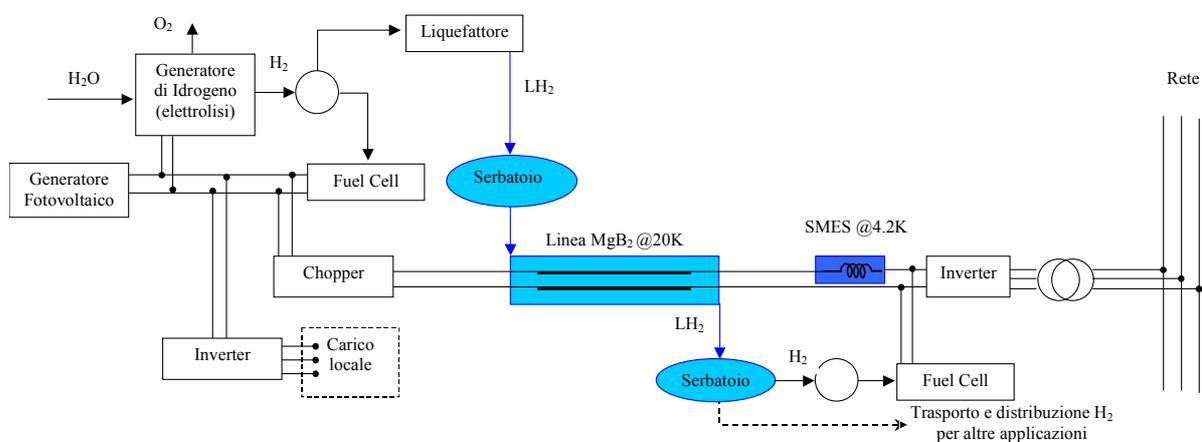


Fig. 1.1 - Schema della linea di trasporto di idrogeno ed energia elettrica.

## 1.1 Descrizione del Sottoprogramma RESIST

*(Renewable Energy Sources Integration in electric network with Superconducting Technologies)*

Le energie rinnovabili, di cui l'Italia ha grandi risorse, dovrebbero avere, in prospettiva, un ruolo importante nella riduzione delle emissioni di CO<sub>2</sub>. Lo sviluppo della tecnologia eolica ha già raggiunto un livello significativo, mentre lo sviluppo della tecnologia fotovoltaica è limitato dall'elevato costo della energia prodotta. L'impatto ambientale di queste tecnologie rende possibile installare grandi centrali eoliche e/o fotovoltaiche soltanto in zone remote. In questo caso la connessione in corrente continua (d.c.) rappresenta una soluzione conveniente, rispetto alla connessione in corrente alternata (a.c.), e la tecnologia superconduttrice consente di ridurre significativamente l'energia dissipata nella connessione. Bisogna tenere presente che quando la potenza proveniente dalle fonti rinnovabili è una frazione significativa (più del 20%) della potenza elettrica totale installata, la variabilità intrinseca della potenza prodotta da fonti rinnovabili genera fenomeni di instabilità nella rete che riducono la qualità della energia elettrica prodotta.

È necessario quindi prevedere l'accumulo di una quantità di energia sufficiente a garantire la qualità della energia prodotta con le fonti rinnovabili. L'idrogeno, ottenibile per elettrolisi dall'acqua, sarebbe un mezzo di accumulo di energia molto efficiente e "pulito", se non fosse limitato dalla difficoltà di trasporto e stoccaggio: sia per la bassa densità energetica, sia perché esplosivo,

inflammabile ed estremamente volatile. La liquefazione dell'idrogeno (a 20 K) non è la soluzione più conveniente dal punto di vista energetico (circa il 30% dell'energia dell'idrogeno è necessaria per il suo raffreddamento), ma se è utilizzata in simbiosi con la tecnologia del superconduttore  $MgB_2$ , potrebbe rivelarsi vantaggiosa. Inoltre, l'utilizzo dell'idrogeno liquido per raffreddare la linea di trasmissione consentirebbe di trasportare tre tipi diversi di energia: chimica, elettrica e termica. Infatti, prima dell'utilizzo dell'idrogeno come combustibile (a temperatura ambiente) è pensabile il suo impiego come refrigerante, recuperando in tal modo parte della potenza spesa per liquefarlo. Infine, la tecnologia superconduttiva può contribuire anche a superare il problema della qualità della energia elettrica prodotta accumulando energia in uno SMES (Superconducting Magnetic Energy Storage system), riducendo le instabilità ed i "flickers" e contribuendo ad aumentare la potenza da fonte rinnovabile installabile.

### ***1.2 Attività previste per il Primo Anno del Progetto (Settembre 2003 – Settembre 2004)***

**Studio di sistema:** Verrà individuato un impianto di riferimento che può essere realmente esistente oppure avere caratteristiche il più possibile simili ad impianti esistenti. Verranno sviluppati i codici di calcolo necessari per simulare il comportamento di massima di tutto il sistema durante il normale funzionamento e durante le condizioni di guasto e, in particolare, il convertitore che deve connettere la linea in corrente continua alla rete in corrente alternata.

**Studio del cavo superconduttivo per la linea di trasmissione in corrente continua:** Verranno sviluppati i codici di calcolo necessari per studiare diverse tipologie del cavo superconduttivo in corrente continua, a partire dai fili di  $MgB_2$ .

**Studio del sistema di accumulo e pompaggio dell'idrogeno liquido:** Verrà individuata una soluzione di riferimento per il sistema di stoccaggio del  $LH_2$  per l'accumulo di una quantità di energia sufficiente a garantire la qualità della energia prodotta con le fonti rinnovabili e la stabilità del sistema. Verranno sviluppati i codici di calcolo necessari per studiare diverse soluzioni per la criogenia e per l'integrazione con la linea di trasporto.

**Studio del sistema di diagnostica e protezione:** Verranno individuate le grandezze da monitorare e verrà definita la strategia per la protezione coordinata dei singoli componenti del sistema. Verranno sviluppati i codici di calcolo necessari per analizzare il sistema in diverse condizioni di guasto e definire i parametri critici dell'impianto.

### ***1.3 La Filosofia di Progetto e la Condizione di Fattibilità***

Con riferimento alla filosofia di progetto della linea si sono evidenziate due ipotesi guida:

- 1- *Linea SC con stazioni periodiche di pompaggio, refrigerazione e ricondensazione dei vapori di idrogeno* (lo scenario di riferimento è una linea interrata di lunghezza di riferimento **10 km**, in cui l'intero percorso del cavo sia accessibile e sia possibile una manutenzione periodica dello stesso. In tal caso l'obiettivo è la massimizzazione del trasferimento di energia dal sito di produzione al sito di utilizzo.)
- 2- *Linea SC "pipe-line"* (lo scenario di riferimento è una linea subacquea che colleghi il sito di produzione off-shore al sito di utilizzo, in cui l'intero percorso del cavo sia inaccessibile e non

sia possibile la manutenzione. In tal caso l'obiettivo è la massimizzazione della lunghezza della linea.)

La portata di refrigerante effettivamente necessaria per la refrigerazione della linea, viene ottenuta ricircolando il LH2 tra le stazioni di pompaggio intermedie (o tra la stazione di partenza e di arrivo), in modo da svincolarla dal tasso di produzione. **Si stabilisce quindi che la regolazione del rapporto tra produzione (trasporto) di Idrogeno e di Energia Elettrica sia effettuato sull'intera potenza disponibile in modo che la potenza elettrica erogata alla rete sia 50 MWe e la portata di idrogeno in uscita sia 3.5  $I_{LH2}/s$**  (La completa conversione di 50 MWe fornisce una portata massima di LH2 in uscita dal liquefattore di circa 3.4  $I_{LH2}/s$ , supponendo che l'efficienza dell'idrolizzatore sia 4.1 kWh/Nm<sup>3</sup><sub>GH2</sub> e l'efficienza del liquefattore sia 12.5 kWh/kg<sub>LH2</sub> ossia il 26.4% rispetto al ciclo ideale reversibile), **da intendersi come i valori medi su un periodo di un anno. La potenza elettrica eolica/fotovoltaica da installare verrà calcolata conseguentemente caso per caso.** La figura 1.2 illustra i flussi energetici all'interno del sistema.

Inoltre, per entrambi gli scenari si pone il problema del confronto delle prestazioni della Linea Criogenica Superconduttiva con 1) una linea DC convenzionale "stabilizzata" (cioè con generazione di idrogeno gassoso, accumulo e generazione di energia elettrica per compensare le fluttuazioni dei generatori eolici/fotovoltaici); 2) una linea di trasporto di GH2. Il confronto sarà effettuato a parità di potenza elettrica erogata alla rete e di portata finale di LH2 (supponendo perciò che l'utenza lo richieda in tale forma).

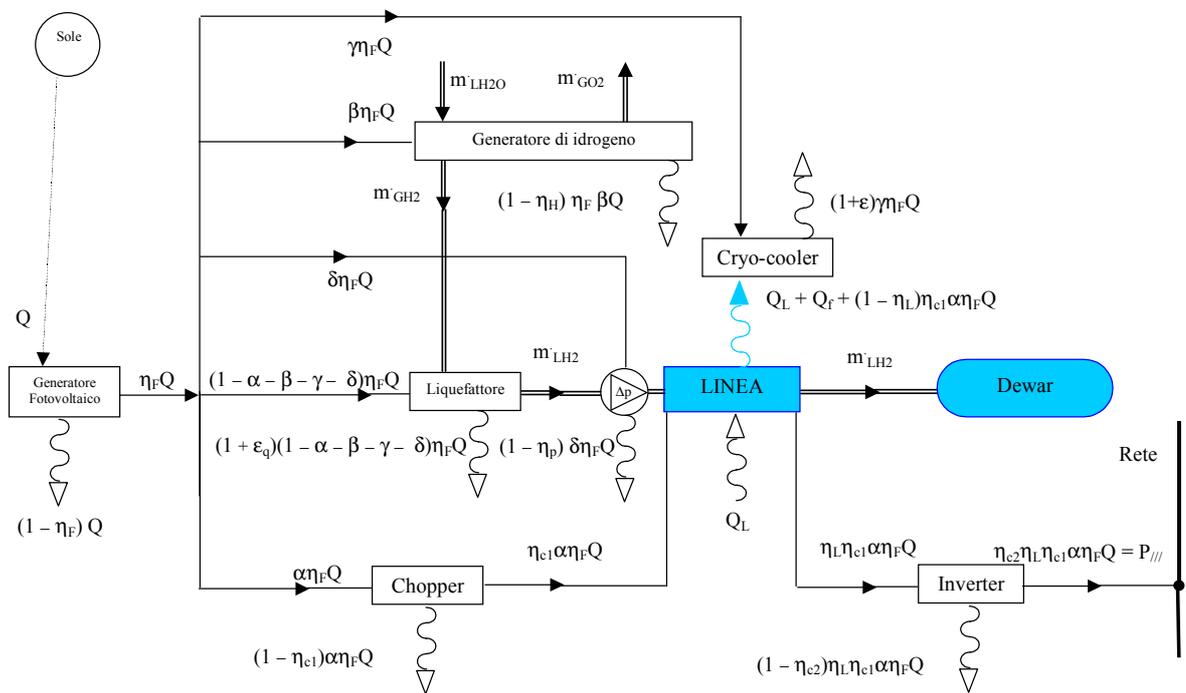


Fig. 1.2 – Flussi di potenza all'interno del sistema

Per stabilire la condizione di fattibilità del sistema e definite la possibilità di regolazione, è necessario effettuare i Bilanci di potenza sui componenti. Con riferimento alla figura 1.2, si ha:

- Bilancio energetico del Generatore di Idrogeno:

$$\beta \eta_F Q = \dot{m}_{GH2} P_{cGH2} + (1 - \eta_H) \beta \eta_F Q \quad \Rightarrow \quad \dot{m}_{GH2} = \beta \frac{\eta_H \eta_F Q}{P_{cGH2}} \quad (1.1)$$

dove  $P_{cGH2}$  è il potere calorifico inferiore dell'idrogeno gas. (o energia libera della reazione  $H_2 + \frac{1}{2} O_2 \rightarrow H_2O$ )

- Bilancio energetico del Liquefattore:

$$(1 - \alpha - \beta - \gamma - \delta) \eta_F Q + \dot{m}_{GH2} P_{cGH2} = \dot{m}_{LH2} (P_{cGH2} - w_q) + (1 + \varepsilon_q) (1 - \alpha - \beta - \gamma - \delta) \eta_F Q \quad \Rightarrow$$

$$1 - \alpha - \beta - \gamma - \delta = \frac{\dot{m}_{LH2} w_q}{\varepsilon_q \eta_F Q} \quad (1.2)$$

dove  $w_q$  è il lavoro specifico per la liquefazione dell'idrogeno gas ed  $\varepsilon_q$  è il coefficiente di prestazione del liquefattore.

- Bilancio energetico del Cooler:

$$\gamma \eta_F Q + Q_L + Q_f + (1 - \eta_L) \eta_{cl} \alpha \eta_F Q = (1 + \varepsilon) \gamma \eta_F Q \quad \Rightarrow \quad \gamma = \frac{Q_L + Q_f}{\varepsilon \eta_F Q} + \alpha \frac{(1 - \eta_L) \eta_{cl}}{\varepsilon} \quad (1.3)$$

dove  $Q_f$  è la potenza termica generata a bassa temperatura per attrito dal moto dell'idrogeno liquido nella linea e  $\varepsilon_q$  è il coefficiente di prestazione del cryocooler.

- Bilancio energetico delle pompe:

$$\delta \eta_F Q = \dot{m}_{LH2} w_p + (1 - \eta_p) \delta \eta_F Q \quad \Rightarrow \quad \delta = \frac{\dot{m}_{LH2} w_p}{\eta_F Q \eta_p} \quad \Rightarrow \quad \delta = \beta \frac{\eta_H}{P_{cGH2}} \frac{w_p}{\eta_p} \quad (1.4)$$

dove  $w_p$  è il lavoro di pompaggio ed  $\eta_q$  è il rendimento delle pompe.

- Bilancio di massa sul Liquefattore:

$$\dot{m}_{GH2} = \dot{m}_{LH2} \quad (1.5)$$

In conclusione si ha:

$$\frac{P_{///}}{\eta_{c2} \eta_L \eta_{cl}} \left[ 1 + \frac{(1 - \eta_L) \eta_{cl}}{\varepsilon} \right] + \dot{m}_{LH2} \left[ \frac{P_{cGH2}}{\eta_H} + \frac{w_q}{\varepsilon_q} + \frac{w_p}{\eta_p} \right] = \eta_F Q - \frac{Q_L + Q_f}{\varepsilon} \quad (1.6)$$

In tal caso, la condizione di fattibilità dell'impianto (potenza elettrica erogata e portata di idrogeno positive, a fronte di un unico ingresso di potenza radiante) è soddisfatta se risulta:

$$\eta_F Q > \frac{Q_L + Q_f}{\varepsilon} \quad (1.7)$$

Il progetto criogenico del cavo prosegue supponendo gli **ingressi termici complessivi** (ambiente + perdite SC + perdite meccaniche) compresi nel range  $0.5 < Q_{th} < 5$  W/m, con un valore di riferimento di **circa 2 W<sub>th</sub>/m**. Per una linea di 10 km, quindi la potenza termica assorbita risulta dell'ordine dei 20 kW<sub>th</sub>. Indipendentemente dal tipo di cryocooler considerato, esiste una spiccata dipendenza della prestazione relativa in funzione della potenza refrigerante. Per cryocooler con potenze superiori al kW<sub>th</sub> a temperature tra 10 e 30 K la prestazione reale risulta compreso fra il 10% e il 30% di quello teorico previsto per il ciclo ideale di Carnot (tra 15 K e 300 K  $\epsilon_{carnot} = 5.2$  %). Supponendo una prestazione reale pari a 0.79 %, la potenza elettrica per la refrigerazione è pari a 2.5 MW<sub>e</sub>. Infine, se risultasse impossibile sostenere la portata di LH2 richiesta permanentemente, si potrebbe ricircolare l'idrogeno tra le stazioni di pompaggio lungo la linea (o tra stazione di inizio- e di fine- linea) utilizzando due cavi distinti di andata e ritorno, al fine di svincolare la portata di LH2 per la refrigerazione dal tasso di produzione. In tal caso la potenza installata minima (eolica/fotovoltaica) per la fattibilità dell'impianto è circa 5 MW<sub>e</sub>.

2. IL SISTEMA DI CONNESSIONE LA SUA MODELLAZIONE ELETTRICA

2.1 Il sistema di connessione

Lo schema di principio del sistema elettrico di collegamento della sorgente di energia rinnovabile alla rete trifase in media/alta tensione ( $V_{AB,rms} = 20 \text{ kV}$ /  $V_{AB,rms} = 150 \text{ kV}$ ) è riportato nella figura 2.1.1.

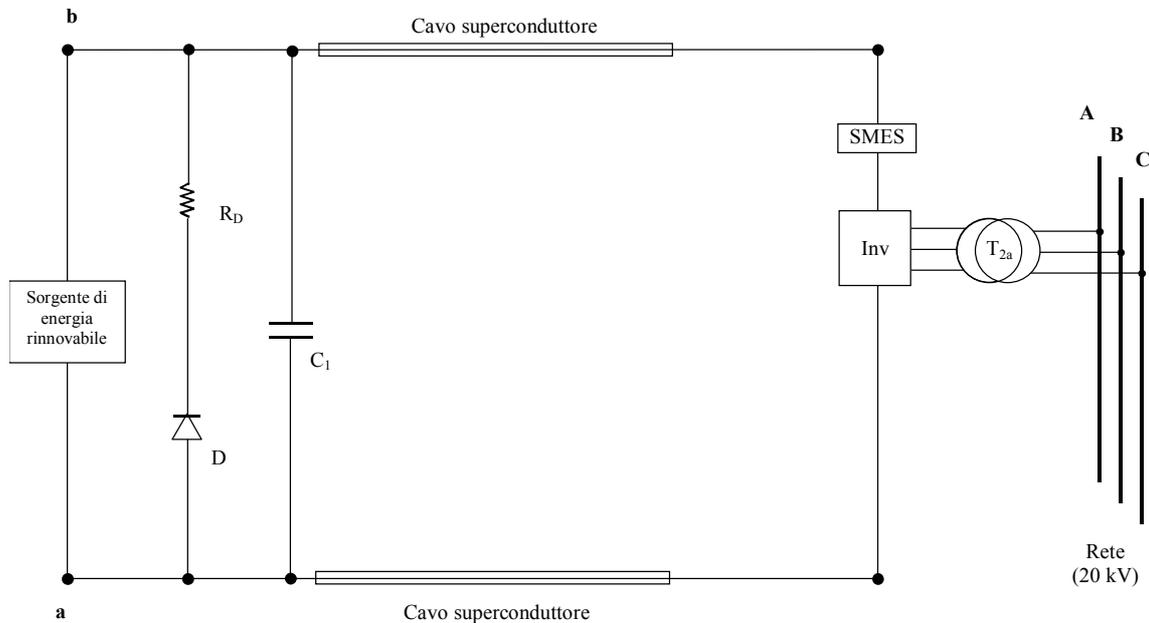


Figura 2.1.1 Schema di principio del sistema di collegamento della sorgente di energia rinnovabile alla rete di distribuzione della energia elettrica

La sorgente di energia rinnovabile fornisce potenza elettrica in corrente continua ai terminali **a** e **b** del sistema, con un valore nominale di tensione ( $V_{dc}$ ) di 4 kV e di corrente ( $I_{dc}$ ) di 12 kA; la potenza nominale prodotta dalla sorgente rinnovabile che ( $P_{dc} = V_{dc} \cdot I_{dc}$ ) è quindi di 48 kW.

La scelta dei valori nominali di tensione e di corrente è stata effettuata massimizzando il valore della corrente nel cavo superconduttore, nel rispetto dei vincoli imposti ai valore di tensione e di corrente dagli attuali dispositivi elettronici di potenza.

La tensione in uscita dalla sorgente di energia rinnovabile è stabilizzata mediante il condensatore  $C_1$ , collegato in parallelo alla sorgente stessa. In parallelo al condensatore  $C_1$  è inoltre collegato un diodo di ricircolo ( $D$ ) ed un resistore ( $R_D$ ) avente un elevato valore di resistenza; questi componenti conducono solo in condizioni di guasto, contribuendo alla dissipazione in sicurezza della energia accumulata nello (o negli) SMES collegato in serie alla linea. La potenza elettrica prodotta viene trasportata fino al punto di allacciamento alla rete di distribuzione trifase mediante un cavo superconduttore funzionante in regime di corrente continua. L'allacciamento alla rete trifase avviene mediante 4 gruppi costituiti ciascuno da un inverter ed un trasformatore.

La sorgente di energia rinnovabile è costituita da un campo di generatori eolici e/o fotovoltaici; ciascun generatore fornisce potenza elettrica in corrente continua ed è collegato in parallelo al condensatore  $C_1$ , come mostrato nella figura 2.1.2. Nel caso di generatori eolici, ciascun generatore è costituito da un generatore sincrono con magneti permanenti e da un raddrizzatore trifase ad onda intera non controllato. Nel caso di generatori fotovoltaici, ciascun generatore è collegato in parallelo

al condensatore  $C_1$  per mezzo di un diodo di blocco e di un chopper che deve garantire il funzionamento del generatore nelle condizioni di massimo rendimento. E' inoltre presente un sistema di accumulo della energia costituito da un generatore di idrogeno gassoso, che utilizza l'elettrolisi dell'acqua, ed una cella combustibile.

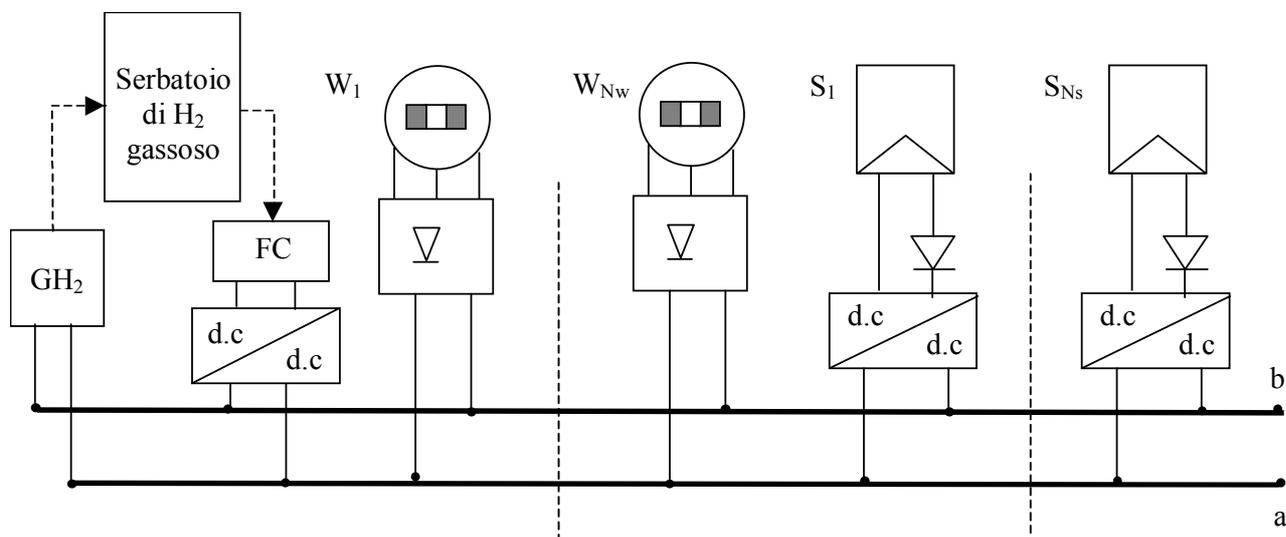


Figura 2.1.2. Schema di principio della sorgente di energia rinnovabile:

$GH_2$  = generatore di idrogeno mediante elettrolisi dell'acqua,

$FC$  = cella combustibile,  $W_k = k^{mo}$  generatore eolico,  $S_k = k^{mo}$  generatore fotovoltaico

Ciascun inverter è realizzato mediante 6 GTO collegati come indicato nella figura 2.1.3; in parallelo a ciascun GTO è collegato un ramo costituito come indicato nella figura 2.1.4 con funzioni di snubber e di filtro. I valori nominali dei parametri, scelti mediante una analisi parametrica volta alla minimizzazione della distorsione delle forme d'onda della tensione e della corrente sono indicati nella tabella 2.1.1. La frequenza di risonanza del ramo L-C è pari a tre volte la frequenza fondamentale di 50 Hz.

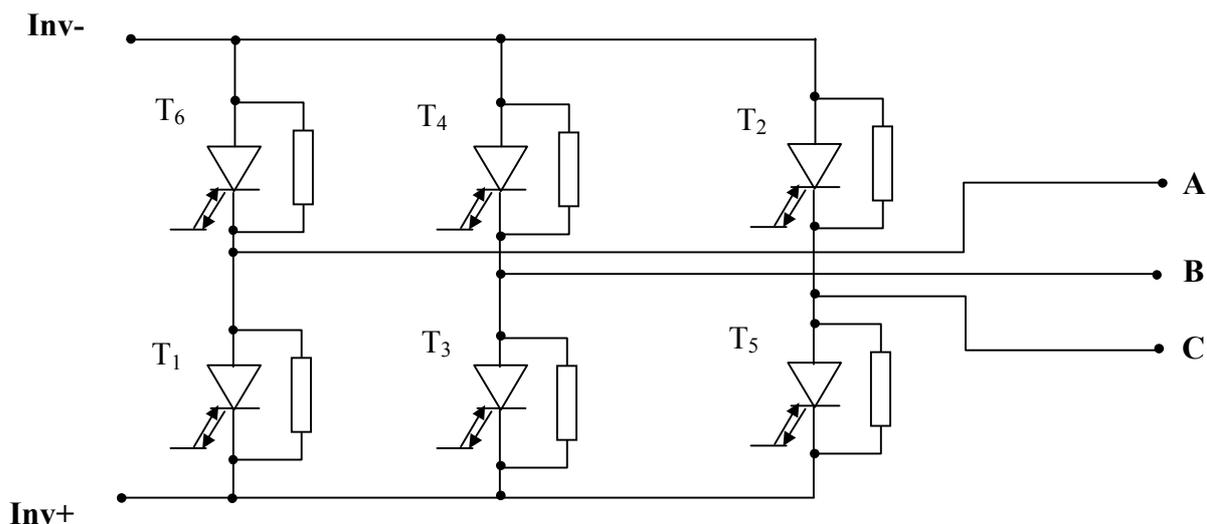


Figura 2.1.3. Schema dell'inverter

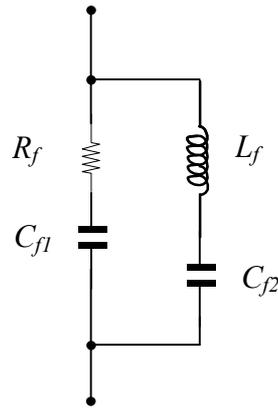


Figura 2.1.4 Schema degli “snubber-filtro”

**Tabella 2.1.1.** Parametri degli “snubber-filtro”

$R_s$	1 $\Omega$
$C_{f1}$	50 $\mu\text{F}$
$L_f$	37.5 mH
$C_{f2}$	30 $\mu\text{F}$

E' stata effettuata una prima ricerca sui GTO e sui condensatori attualmente disponibili commercialmente e si sono individuati quelli utilizzabili nell'impianto proposto, le cui principali caratteristiche sono descritte nella tabella 2.1.2.

**Tabella 2.1.2.** Parametri del GTO FG6000AU-120 D della Mitsubishi

Symbol	Parameter	Conditions	Ratings
$V_{DRM}$	Repetitive peak off-state voltage	$V_{GK} = -2\text{V}$	6000 V
$I_{TQRM}$	Repetitive controllable on-state current	$V_D = 3000\text{ V}$ , $V_{DM} = 5500\text{ V}$ , $T_j = 125\text{ }^\circ\text{C}$ , $C_s = 6.0\text{ }\mu\text{F}$ , $L_s = 0.2\text{ }\mu\text{H}$	6000 A
$T_j$	Junction temperature		- 40 ÷ 125 $^\circ\text{C}$
$V_{TM}$	On-state voltage	$T_j = 125\text{ }^\circ\text{C}$ , $I_{TM} = 6000\text{ A}$ , Instantaneous measurement	Max 6 V
$t_{gt}$	Turn-on time	$T_j = 125\text{ }^\circ\text{C}$ , $I_{TM} = 6000\text{ A}$ , $I_{GM} = 90\text{ A}$ , $V_D = 3000\text{ V}$	10 $\mu\text{s}$
$t_{gq}$	Turn-off time	$T_j = 125\text{ }^\circ\text{C}$ , $I_{TM} = 6000\text{ A}$ , $V_{DM} = 5500\text{ V}$ , $di/dt = -80\text{ A}/\mu\text{s}$ , $V_{RG} = 20\text{ V}$ , $C_s = 6\text{ }\mu\text{F}$ , $L_s = 0.2\text{ }\mu\text{H}$	30 $\mu\text{s}$

Sulla base dei valori della massima tensione inversa e della massima corrente diretta sostenibili dal GTO, rispettivamente di circa 6000 V e 6000 A (vedi tabella 2.1.2), si è imposto che ciascun inverter lavori ad una tensione nominale ( $V_{inv}$ ) di 4 kV ed una corrente nominale ( $I_{inv}$ ) di 3 kA. La potenza nominale ( $P_{inv}$ ) risulta quindi di 12 MW. Per erogare la potenza nominale dell'impianto (48 MW) sono quindi necessari 4 inverter che vengono collegati in parallelo (vedi Fig. 2.1.5). Si è preferita la configurazione con gli inverter in parallelo, rispetto a quella con gli inverter in serie (vedi Fig. 2.1.7) od in parallelo-serie (vedi Fig. 2.1.6) in quanto corrisponde alla soluzione con tensione nominale più bassa (4 kV invece che 12 kV / 8 kV), riducendo quindi i problemi di isolamento e di

protezione degli SMES e corrispondentemente con la corrente di linea più alta (12 kA invece che 3/6 kA) massimizzando l'utilizzo delle proprietà superconduttive del cavo. Tale soluzione presenta però un costo di impianto più elevato legato alla presenza di 4 SMES, uno per ogni inverter, anziché uno solo. E' da notare però che tali SMES, da realizzarsi con materiale superconduttore a bassa temperatura di transizione (NbTi) possono usufruire dello stesso sistema di refrigerazione e potrebbero essere realizzati (l'opportunità di tale scelta verrà studiata nel corso del presente progetto) come un unico sistema magnetico.

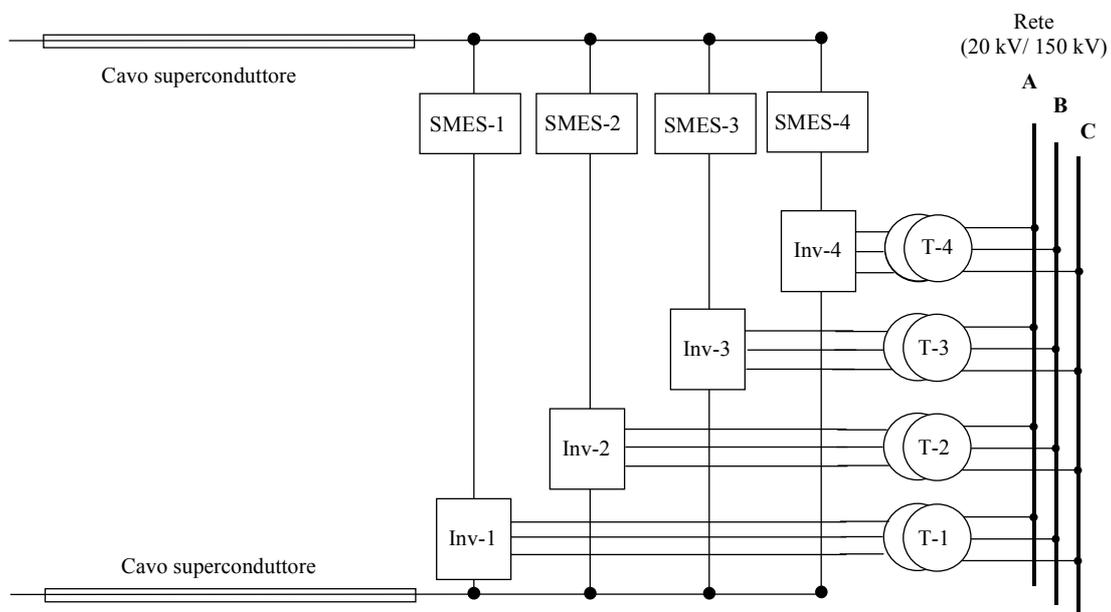


Figura 2.1.5 Configurazione con 4 inverter in parallelo

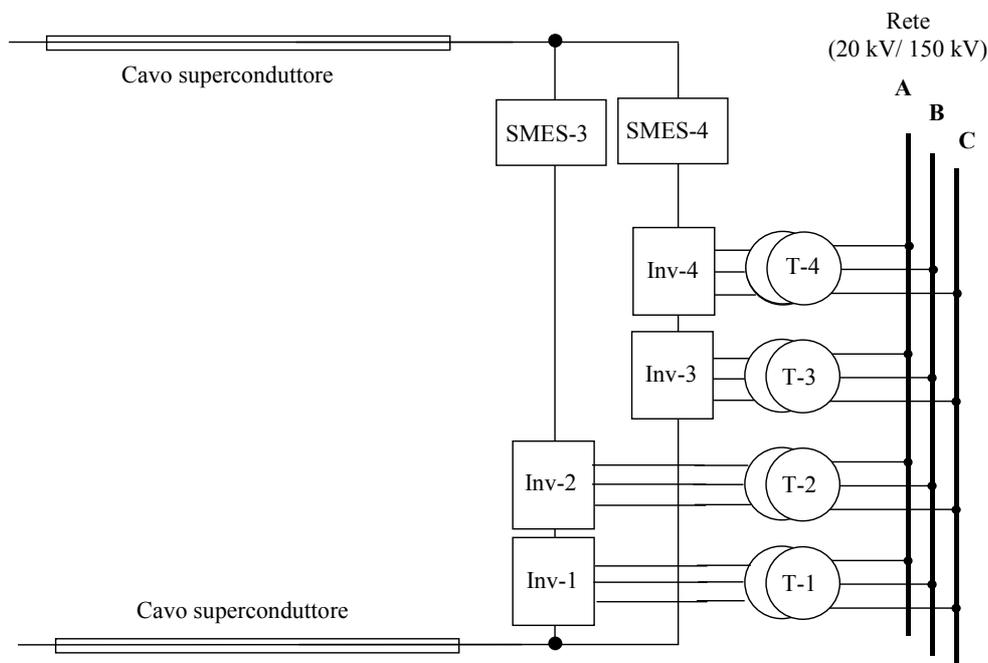


Figura 2.1.6 Configurazione con 4 inverter in serie e parallelo

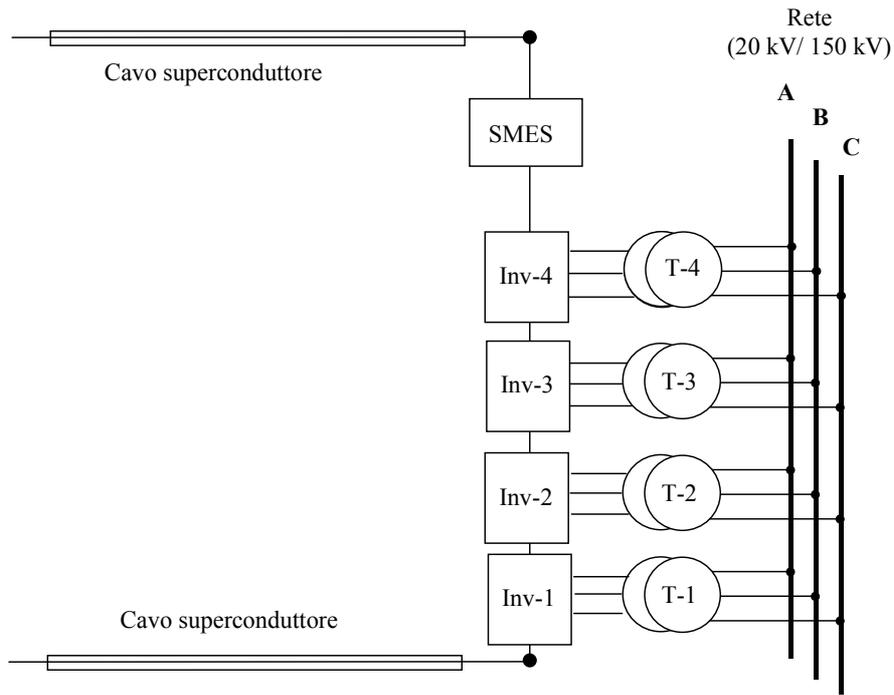


Figura 2.1.7 Configurazione con 4 inverter in serie

Lo studio delle “prestazioni” del sistema viene effettuato mediante il circuito elettrico equivalente mostrato nella figura 2.1.8.

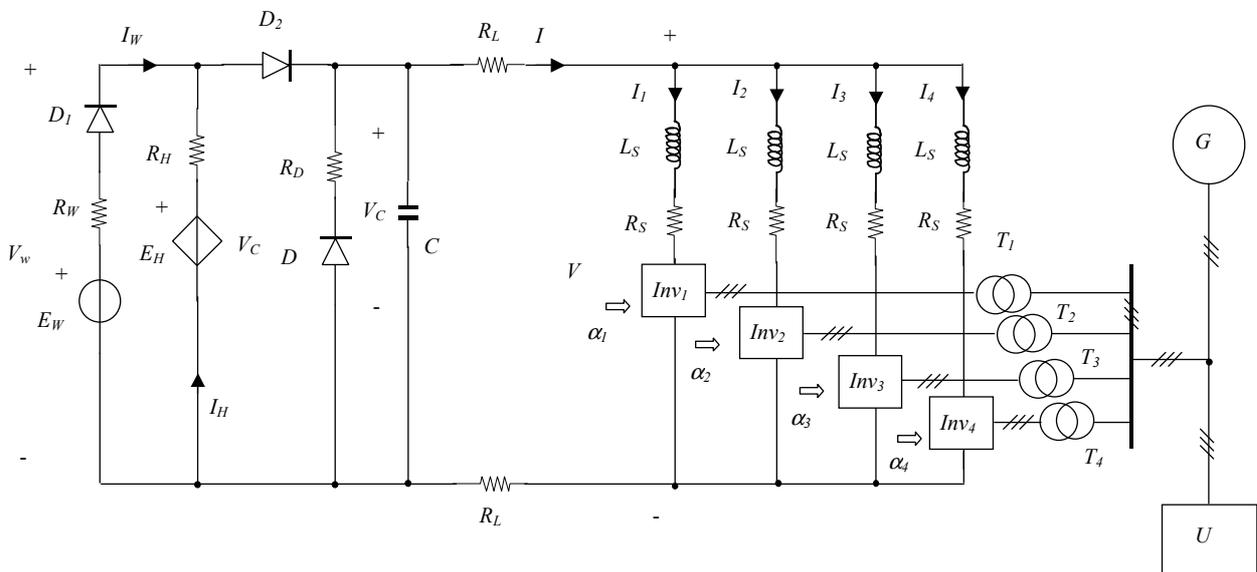


Figura 2.1.8 Schema circuitale del sistema

La rete è simulata mediante tre generatori monofase collegati a stella di valore efficace  $E_G = \frac{4000}{\sqrt{3}}$ , e mediante una resistenza e reattanza per fase rispettivamente di  $5 \Omega$  e di  $2.5 \Omega$ . L'utilizzatore U è costituito da tre impedenze (R-L in parallelo) collegate a stella; alla tensione concatenata di 20 kV l'utilizzatore U assorbe una potenza attiva di 50 MW ed una potenza reattiva di tipo induttivo di 24 MW. Nella tabella 2.1.3 sono riportati i valori delle resistenze e delle induttanze presenti nel circuito della figura 2.1.8.

<b>Tabella 2.1.3.</b> Valori delle resistenze e delle induttanza del circuito di figura 2.1.8.	
$R_W$ (resistenza interna generatori eolici)	0.1 $\Omega$
$R_H$ (resistenza interna idrolizer/fuel cell)	0.1 $\Omega$
$R_D$ (resistenza di ricircolo)	100 $\Omega$
$R_L$ (resistenza discendenti di corrente lato generatori eolici)	1 m $\Omega$
$R_S$ (resistenza discendenti di corrente lato SMES)	1 m $\Omega$
$L_S$ (induttanza SMES)	0.5 H

Ciascuno dei quattro inverter è controllato cambiando il valore dell'angolo  $\alpha$  di ritardo nell'accensione dei GTO. La determinazione della strategia di controllo ottimale del sistema degli inverter è di primaria importanza per il raggiungimento di prestazioni elevate dell'intero sistema, e rappresenta uno degli argomenti di investigazione del seguente progetto. Una prima semplice strategia di controllo che è stata analizzata è di tipo proporzionale e fa riferimento ai valori nominali di tensione ( $V_{ref}$ ) e di corrente ( $I_{ref}$ ) ed allo sbilanciamento delle correnti nei quattro inverter in parallelo, come illustrato nella relazione 2.1.1.

$$\alpha_k = \alpha_{ref} + C_1 (V - V_{ref}) + C_2 (I_k - I_{ref}) + C_3 \left( I_k - \frac{I}{4} \right) \quad (2.1.1)$$

Il valore dei parametri  $\alpha_{ref}$ ,  $V_{ref}$ ,  $I_{ref}$ ,  $C_1$ ,  $C_2$  e  $C_3$  devono essere determinati ottimizzando le “prestazioni” del sistema. Il valore degli angoli  $\alpha_k$  viene calcolato dalla relazione 2.1.1. se il valore trovato risulta maggiore di 100 gradi o minore di 150 gradi; in caso contrario i due valori limite (100 e 150 gradi) ne determinano il valore.

I quattro trasformatori (T1, T2, T3 e T4) sono caratterizzati dallo stesso rapporto di trasformazione a vuoto (150 kV / 4 kV se il sistema viene collegato alla rete in alta tensione a 150 kV, 20 kV / 4 kV se il sistema viene collegato alla rete in media tensione a 20 kV), ma hanno differenti caratteristiche di collegamento essendo rispettivamente Yy (T1), ZYy (T2), Dy (T3), ZDy (T4). Tale scelta permette di ridurre al massimo le armoniche della corrente erogata alla rete.

Il sistema di produzione, stoccaggio ed utilizzo dell'idrogeno, con il relativo sistema di controllo, è simulato nel circuito di figura 2.1.8 mediante un generatore di tensione controllato con tensione impressa  $E_H$  con in serie una resistenza  $R_H$ . La potenza dissipata su  $R_H$  rappresenta le perdite del sistema, mentre la potenza assorbita od erogata dal generatore rappresenta la potenza elettrica che è stata utilizzata per la produzione di idrogeno od erogata dalla combustione dell'idrogeno accumulato nella cella combustibile. La tensione impressa  $E_H$  viene controllata dalla tensione  $V_C$  come illustrato nella relazione 2.1.2.

$$E_H = \frac{V_C + V_{H,ref}}{2} \quad (2.1.2)$$

Il controllo individuato dalla relazione 2.1.2 agisce in modo che il sistema di gestione dell'idrogeno eroga potenza elettrica (bruciando idrogeno) quando la tensione  $V_C$  risulta inferiore al valore di riferimento  $V_{H,ref}$ , assorbe potenza elettrica (producendo idrogeno) in caso contrario. Il diodo  $D_2$  impedisce che la potenza assorbita dal sistema di gestione dell'idrogeno provenga dalla rete; quando il sistema assorbe potenza elettrica per produrre idrogeno, questa viene assorbita dal parco di generatori eolici. Quando invece il sistema eroga potenza, a causa della presenza del diodo  $D_1$ , la potenza viene erogata alla rete di trasmissione in c.c..

Il campo di generatori eolici, costituiti da turbine con generatore sincrono e gruppo raddrizzatore non controllato o controllato per ottimizzare il rendimento dell'aerogeneratore, collegate in parallelo, è modellato mediante il generatore indipendente con tensione impressa  $E_W$  che varia nel tempo con il variare della velocità del vento, la resistenza in serie che individua le perdite nei generatori ed il diodo che garantisce la monodirezionalità della corrente erogata, come imposto dalla presenza dei gruppi raddrizzatori.

## 2.2 Simulazione elettrica del sistema di connessione

Il sistema illustrato nella figura 2.1.1 è stato simulato in ambiente Simulink di Matlab, con due differenti modelli:

- modello 1. E' illustrato nella figura 2.2.1 e viene utilizzato per valutare le proprietà del sistema tenendo conto del fenomeno della commutazione dei GTO.
- modello 2. E' illustrato nella figura 2.2.2 e viene utilizzato per valutare le proprietà del sistema su scale di tempo molto maggiori del tempo di commutazione, trascurando il fenomeno stesso della commutazione dei GTO.

### 2.2.1 Modello 1.

Il sistema illustrato nella figura 2.1.8 è stato simulato in ambiente Simulink di Matlab; alcune simulazioni sono state fatte anche con PSPICE al fine di verificare la correttezza del modello in ambiente Simulink. I parametri del modello di trasformatore utilizzato sono riportati nella tabella 2.2.1

Resistenza primaria	0.002 p.u.
Reattanza primaria	0.05 p.u.
Resistenza secondaria	0.002 p.u.
Reattanza secondaria	0.05 p.u.
Resistenza magnetizzante	200 p.u.
Reattanza magnetizzante	200 p.u.

Nella tabella 2.2.2 sono riportati i dati dei parametri del modello di GTO utilizzato (modello standard di simulink)

Ron (resistance)	0.01 $\Omega$
Lon (inductance)	$10^{-9}$ H
Vf (forward voltage)	1 V
Tf (current 10% fall time)	$10^{-6}$ s
Tt (current tail time)	$20 \times 10^{-6}$ s
Ic (initial current)	0 A

I valori dei parametri che intervengono nella relazione 2.1.1 che sono stati utilizzati nelle simulazioni sono:  $\alpha_{ref} = 145$  gradi,  $V_{ref} = 4000$  V,  $I_{ref} = 3000$  A,  $C_1 = 0.05$  gradi/V,  $C_2 = 0.5$  gradi/A,  $C_3 = 0.5$  gradi/A. Il valore della tensione  $V_{H,ref}$  nella 2.1.2 che è stato utilizzato è di 3600 V. Nel seguito vengono illustrati i principali risultati di una simulazione dell'avviamento del sistema in cui si suppone che la tensione impressa dei generatori eolici ( $E_w$ ) vari nel tempo con l'andamento illustrato nella 2.2.1

$$E_w = 4200 \times [1 - \exp(-t)] \quad (2.2.1)$$

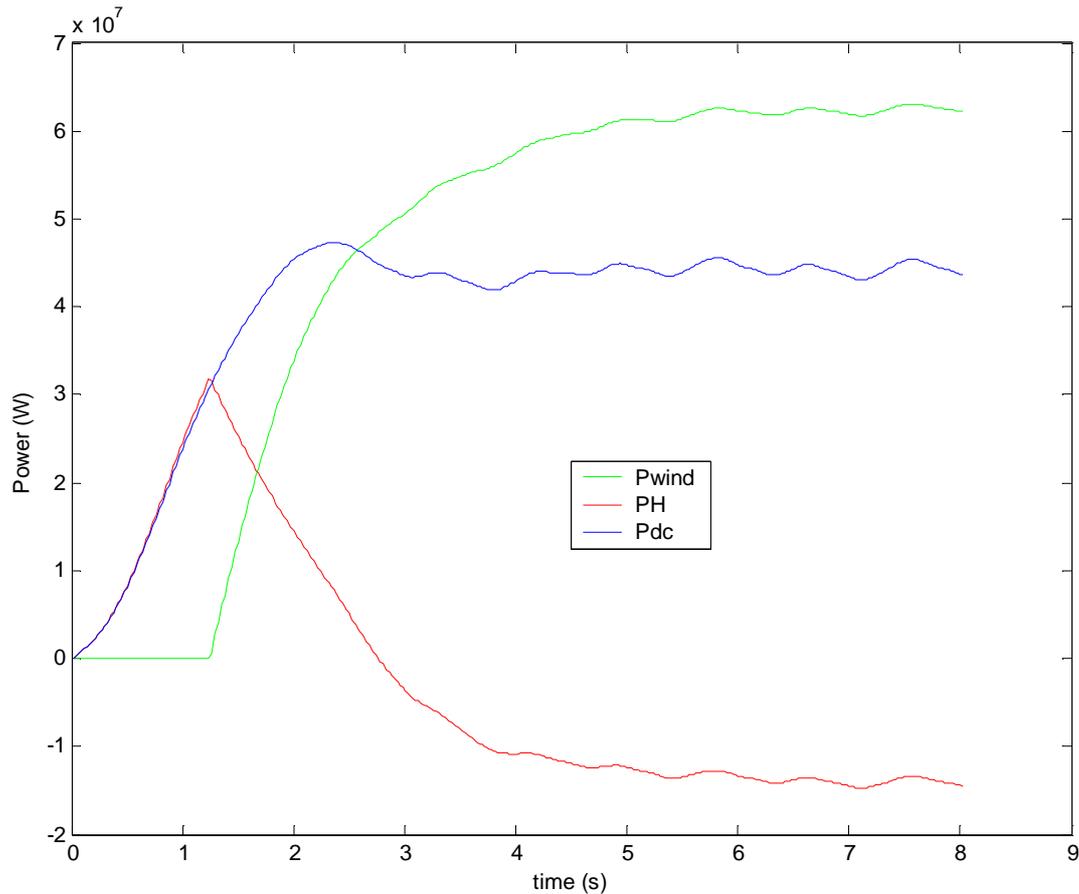


Figura 2.2.1 Andamento nel tempo della potenza erogata dai generatori eolici ( $P_{wind}$ ), della potenza assorbita dal sistema di gestione dell'idrogeno ( $P_H$ ), e della potenza erogata alla linea dc ( $P_{dc}$ )

La figura 2.2.1 mostra l'andamento temporale della potenza erogata alla linea d.c. ( $P_{dc} = V_c I$ ), della potenza generata dalla sorgente eolica ( $P_{wind} = V_w I_w$ ) e della potenza erogata dal sistema di accumulo ed uso dell'idrogeno ( $P_H = V_w I_H$ ). Si vede come nella prima parte del transitorio di avviamento, tutta la potenza erogata alla linea d.c. viene prodotta dalla cella combustibile del sistema di gestione dell'idrogeno. Quando la tensione disponibile ai terminali del sistema dei generatori eolici (proporzionale alla velocità del vento) raggiunge un valore del 70 % di quello di riferimento, la sorgente eolica comincia ad erogare potenza e corrispondentemente si riduce la potenza erogata dal sistema di gestione dell'idrogeno. Al valore nominale della tensione dei generatori eolici (4200 V), la potenza erogata dalla sorgente eolica oscilla intorno al valore di 62.2 MW ( $\pm 0.6$  MW), di cui 42.2 MW ( $\pm 0.5$  MW) vengono erogati alla linea d.c. e 14 MW ( $\pm 0.5$  MW) vengono assorbiti dal sistema di gestione dell'idrogeno.

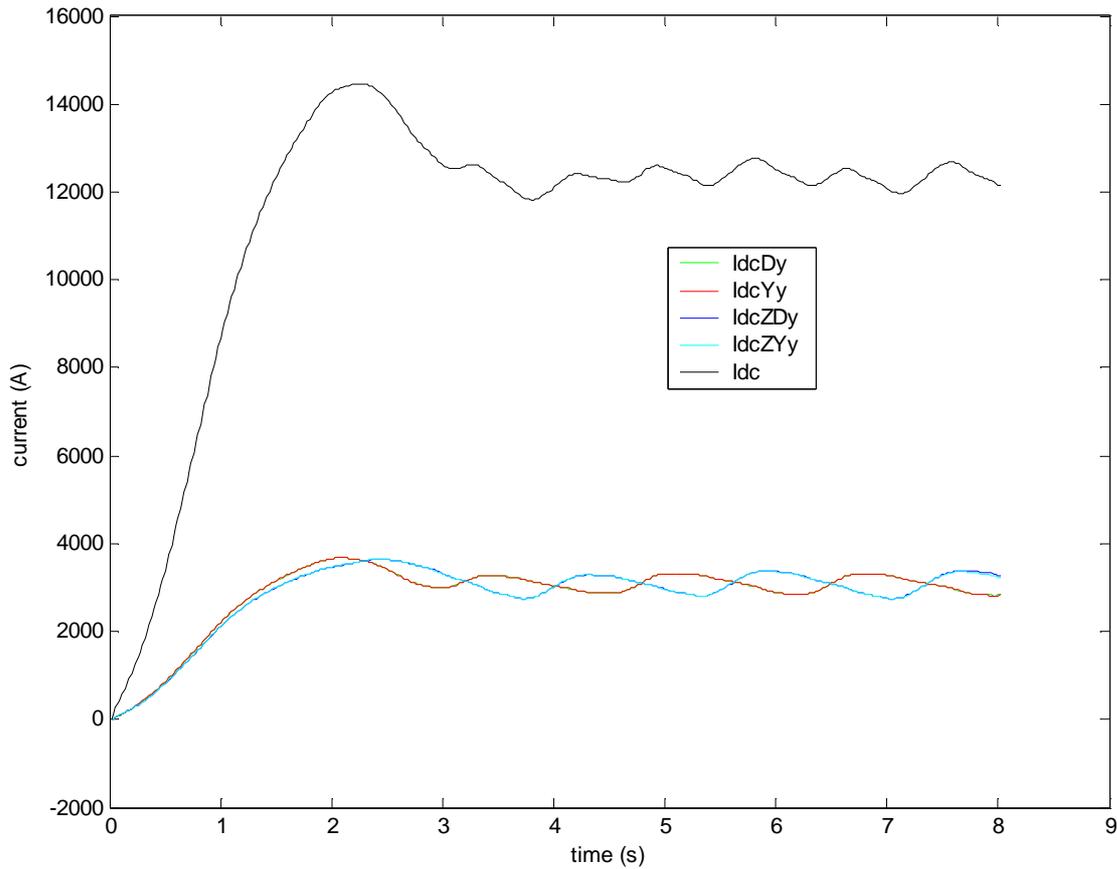
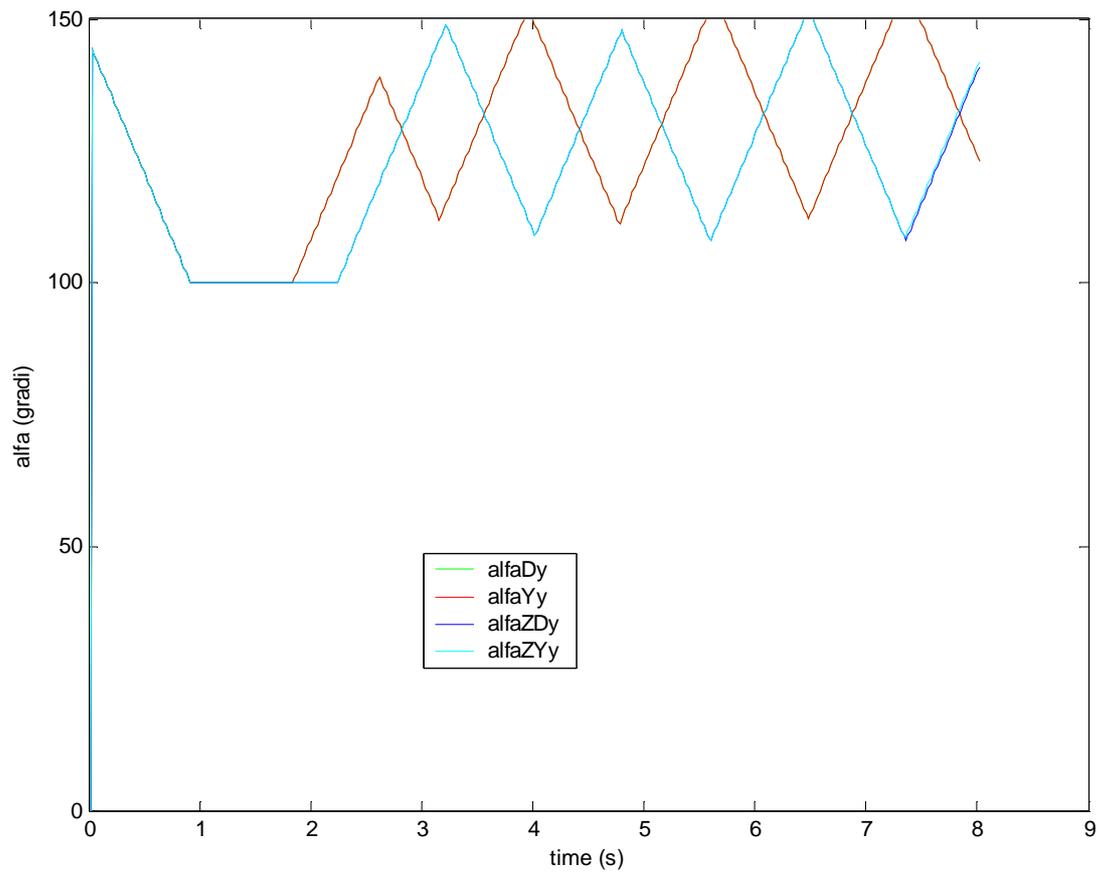
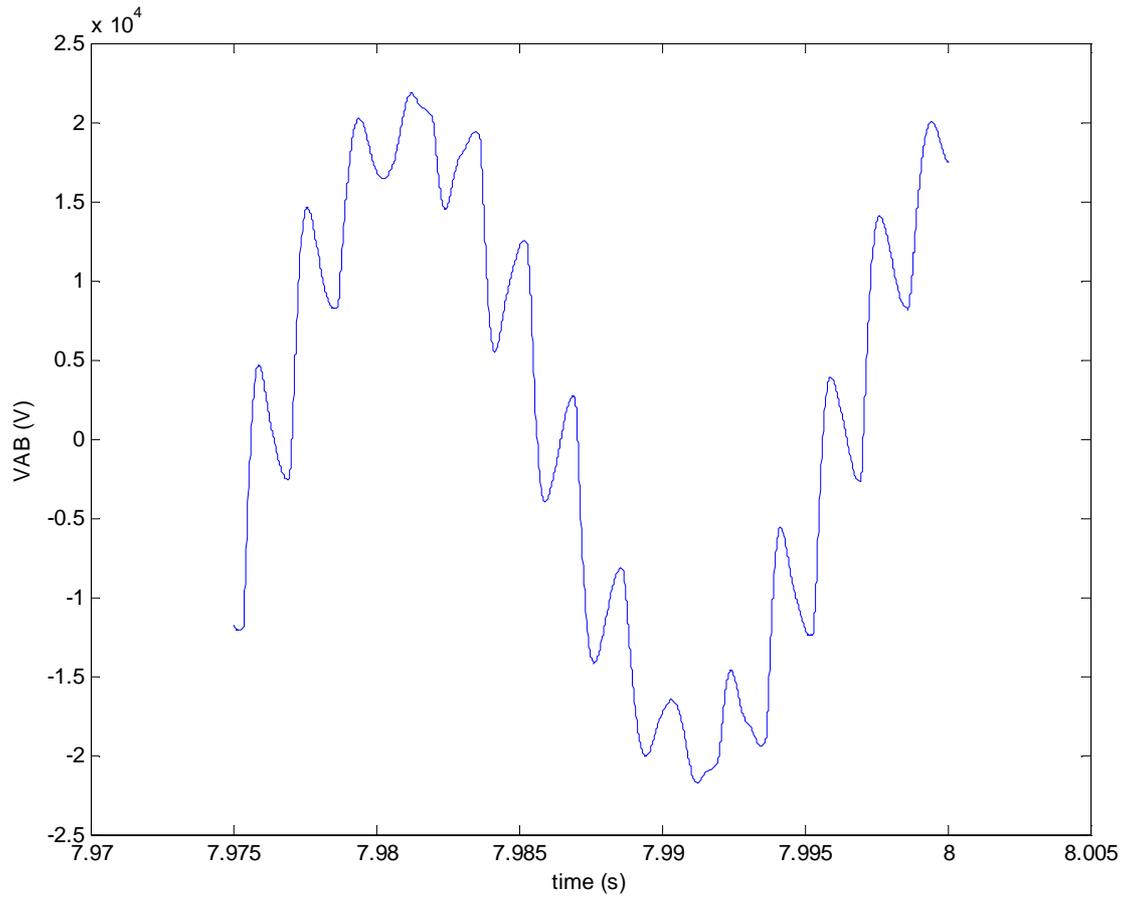


Figura 2.2.2 Andamento nel tempo delle correnti sui rami degli inverter e sulla linea dc.

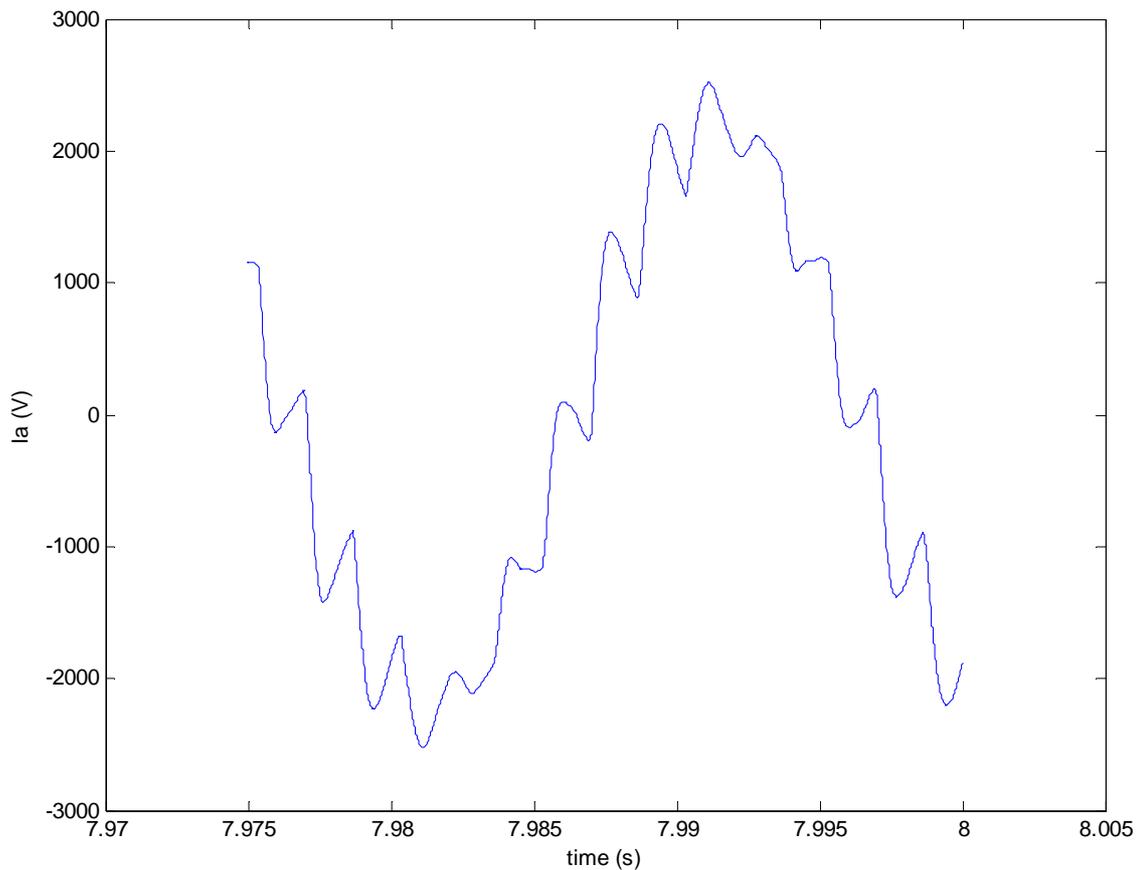
La figura 2.2.2 riporta l'andamento nel tempo della corrente sulla linea d.c. ( $I_{dc}$ ) e delle correnti nei quattro rami degli inverter. La corrente oscilla attorno al massimo valore ammissibile 12250 A ( $\pm 250$  A); la corrente nei quattro rami degli inverter oscilla attorno al valore 3080 A ( $\pm 200$  A). Le oscillazioni della corrente sono dovute al diverso comportamento a carico dei trasformatori aventi un avvolgimento collegato a ZigZag rispetto a quelli che non ce l'hanno. Tale diverso comportamento, con la strategia di controllo utilizzata in questa simulazione fa sì che gli angoli di ritardo nell'accensione degli inverter oscillino, a coppie (Inverter 1 e 3 ed inverter 2 e 4), tra il valore minimo di  $120^\circ$  e quello massimo ammissibile di  $150^\circ$ , come mostrato nella figura 2.2.3.



*Figura 2.2.3 Andamento nel tempo degli angoli di accensione dei GTO degli inverter.*



*Figura 2.2.4 Andamento nel tempo della tensione concatenata.*



*Figura 2.2.5. Andamento nel tempo della corrente sulla fase a.*

Nelle figure 2.2.4 e 2.2.5 sono riportate rispettivamente le forme d'onda in un periodo della tensione concatenata della linea a.c. nel punto di collegamento della connessione e la corrente erogata alla linea a.c. La distorsione significativa della forma d'onda della tensione è dovuta al fatto che una parte significativa della corrente erogata alla linea a.c. non viene assorbita dal carico "locale" (l'utilizzatore U), bensì dalla linea di collegamento con i generatori.

Le oscillazioni nella potenza e nella corrente erogata, nel caso cui si riferisce la simulazioni, sono fenomeni negativi ai fini della qualità della stabilità ed efficienza del sistema e quindi è necessario investigare le strategie di controllo dell'angolo di accensione degli inverter che permettano di ridurre al massimo. E' un obiettivo del secondo anno di attività del progetto investigare tali strategie di controllo, soprattutto ricorrendo a tecniche di controllo non solo proporzionali, ma anche differenziali. Nell'ambito del semplice controllo proporzionale considerato è possibile ridurre significativamente le oscillazioni togliendo lo sbilanciamento tra le correnti nei rami di inverter dalle variabili controllate: si assume cioè  $C_3 = 0$  nella 2.1.1. Le forme d'onda per le potenze, le correnti, gli angoli di accensione, la tensione concatenata lato a.c. e la corrente erogata lato a.c. in questo caso sono mostrate rispettivamente nelle figure (2.2.6 ÷ 2.2.10).

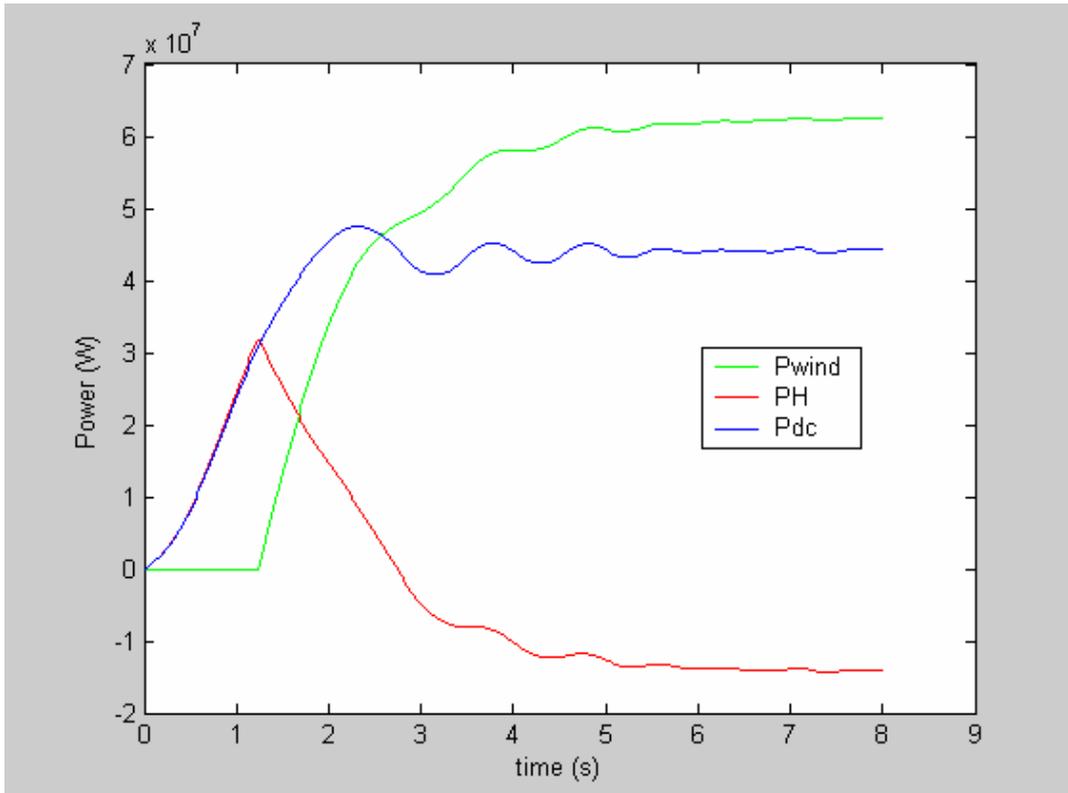


Figura 2.2.6 Andamento nel tempo della potenza erogata dai generatori eolici ( $P_{wind}$ ), della potenza assorbita dal sistema di gestione dell'idrogeno ( $P_H$ ), e della potenza erogata alla linea dc ( $P_{dc}$ ) (caso con  $C_3 = 0$ )

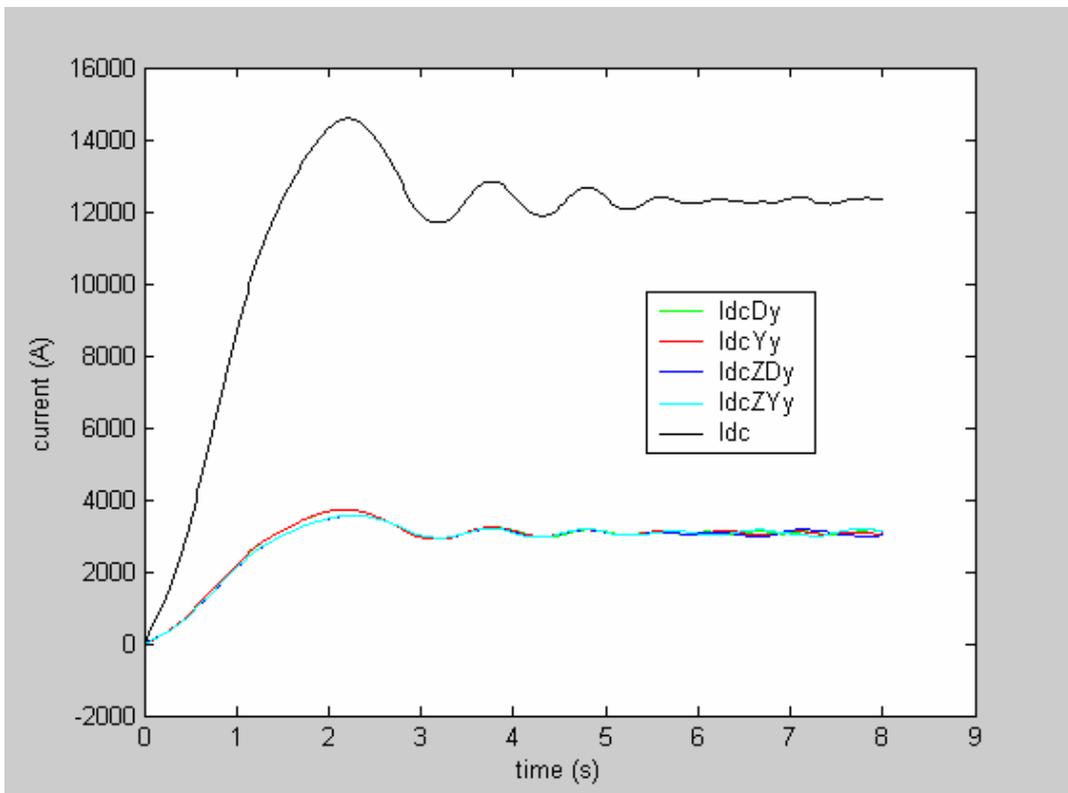


Figura 2.2.7 Andamento nel tempo delle correnti sui rami degli inverter e sulla linea dc (caso con  $C_3 = 0$ ).

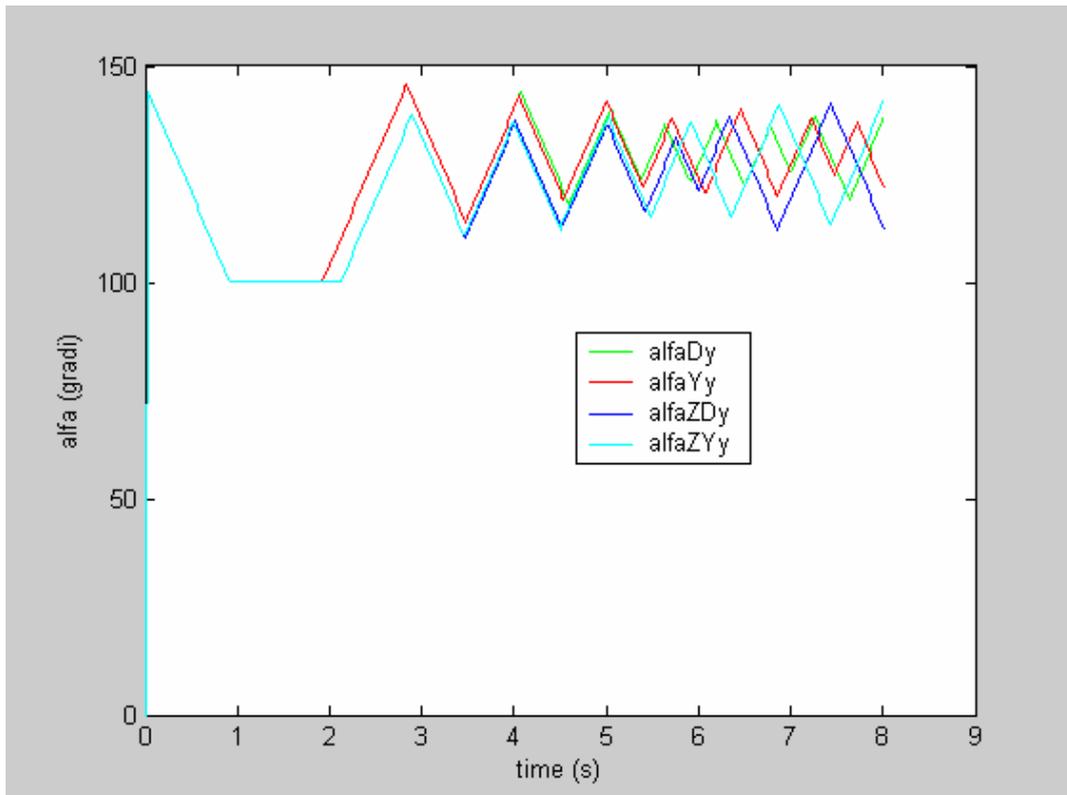


Figura 2.2.8 Andamento nel tempo degli angoli di accensione dei GTO degli inverter (caso con  $C_3 = 0$ ).

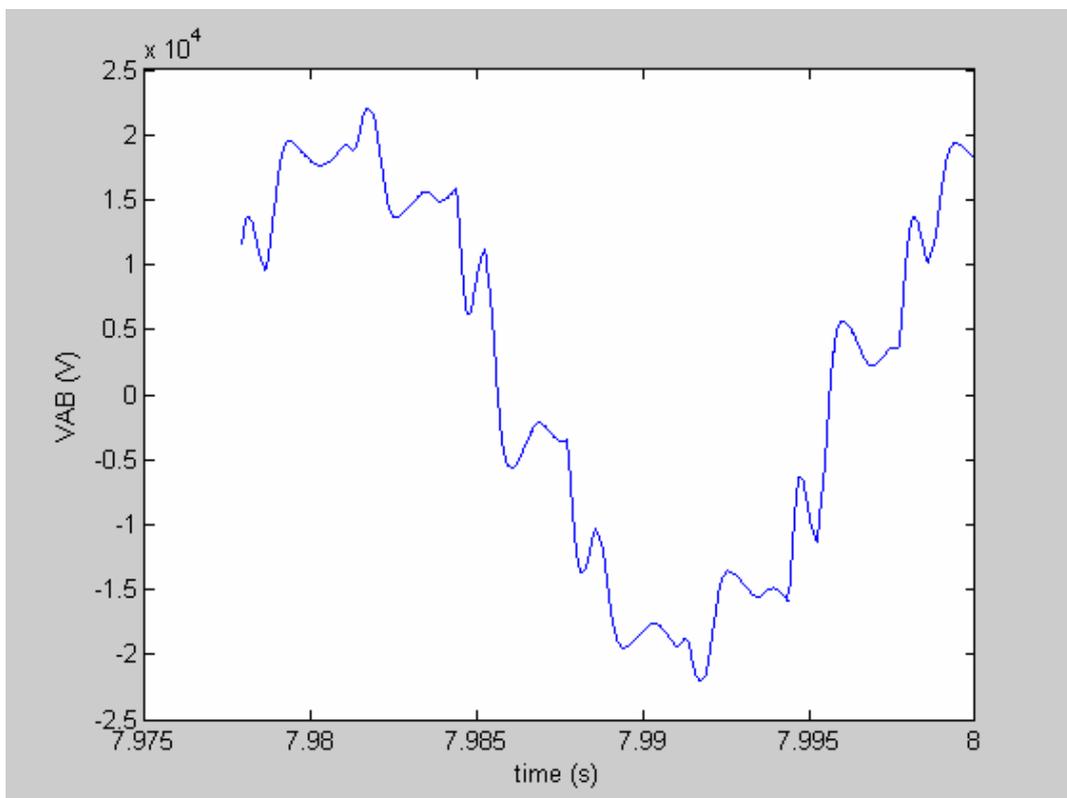
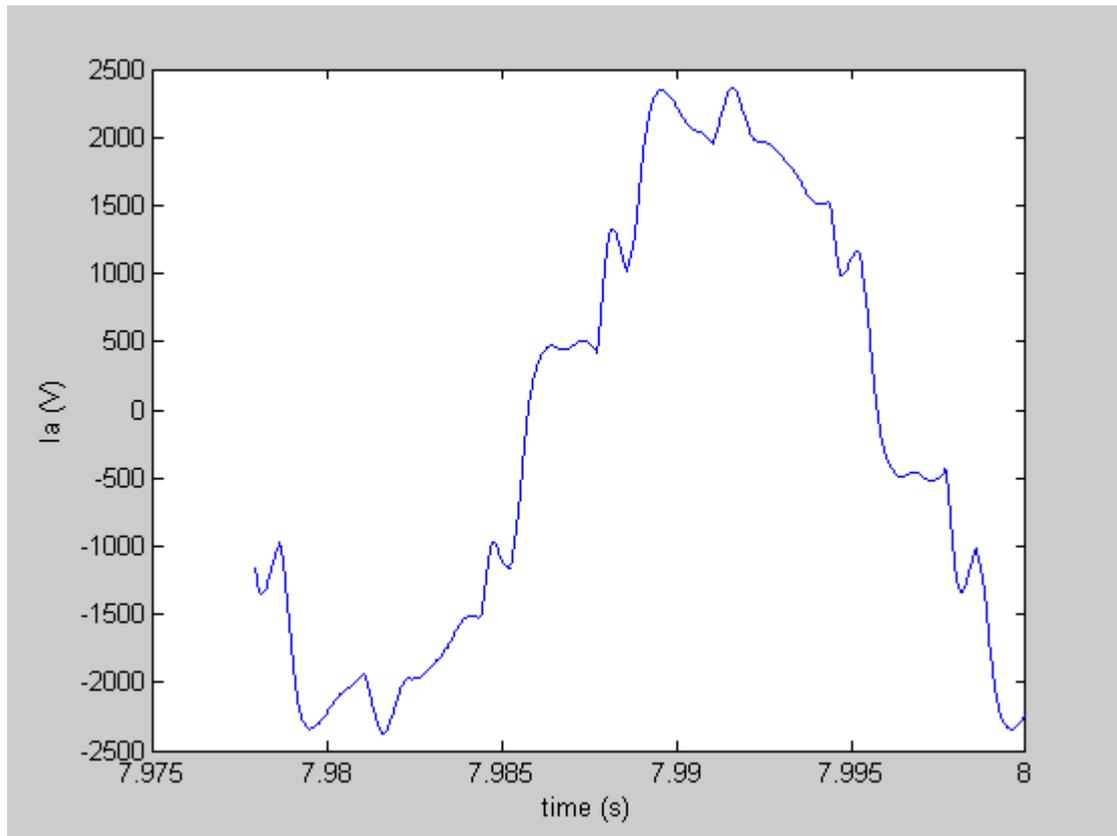


Figura 2.2.9. Andamento nel tempo della tensione concatenata (caso con  $C_3 = 0$ ).



*Figura 2.2.10. Andamento nel tempo della corrente sulla fase a (caso con  $C_3 = 0$ ).*

È da notare che, sovrapposta alle oscillazioni lente di corrente (dovute alle fluttuazioni dei generatori e dei carichi) è sempre presente una oscillazione rapida della corrente di linea dovuta alle commutazioni dei GTO negli inverter. Tale oscillazione può essere caratterizzata mediante il suo valore di picco di circa  $1 A_{ac}/kA_{dc}$  e la sua frequenza è circa 600 Hz.

Nel corso del secondo anno di attività del progetto è previsto la simulazione del sistema di figura 2.1.8, in ambiente EMTP, accoppiato non più con il semplice modello di rete che è stato considerato sino ad ora, ma con un modello di rete, tipico della media/alta tensione, comprendente più gruppi generatori, con le relative dinamiche, carichi variabili e protezioni di rete (vedi paragrafo 2.3).

2.2.2 Modello 2.

Il modello utilizzato per simulare in ambiente simulink il sistema mostrato in figura 2.1.1, senza tenere conto dei fenomeni legati alle commutazioni, per simulare quindi rapidamente transitori con scale di tempi molto maggiori del tempo di commutazione del GTO, è mostrato nella figura 2.2.14.

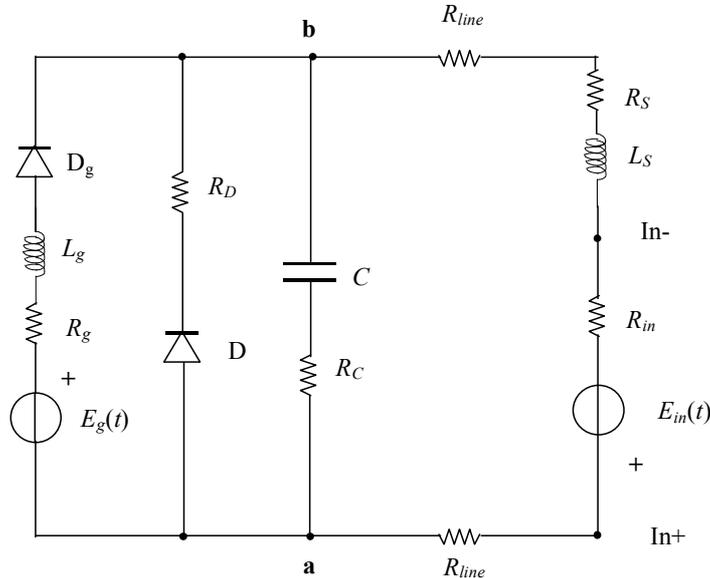


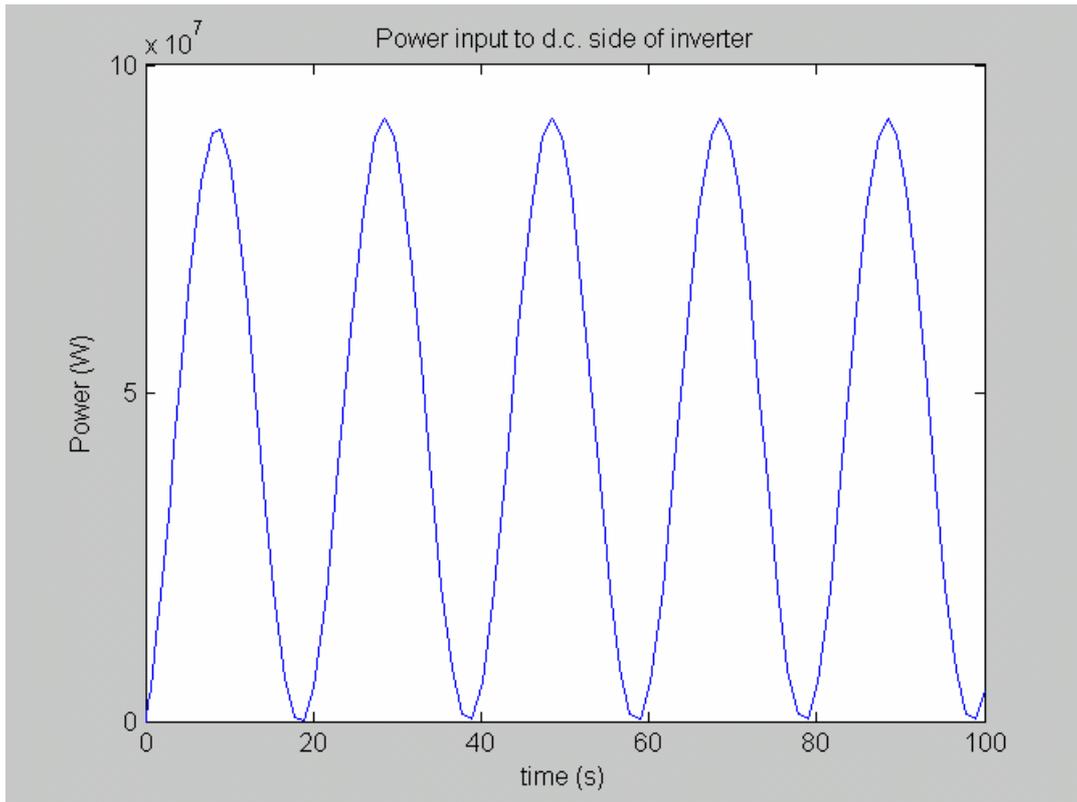
Figura 2.2.14 Modello 2. Modello del sistema in ambiente Simulink di Matlab, utilizzato per valutare le proprietà del sistema su tempi molto maggiori di quelli di commutazione.

La sorgente di energia rinnovabile viene simulata mediante un generatore di tensione con tensione impressa  $E_g$  variabile nel tempo con legge nota (dipendente dalla variazione nel tempo della velocità del vento e/o della intensità di radiazione solare), con in serie un resistore con resistenza  $R_g$  ed un induttore con induttanza  $L_g$ . Il cavo superconduttore viene modellato con un resistore con resistenza  $R_{line}$ . Il gruppo degli inverter e degli SMES, viene modellato mediante un generatore di tensione con tensione impressa  $E_{in}$ , un resistore con resistenza  $R_{in}$  ed un induttore con induttanza  $L_s$ , collegati in serie.

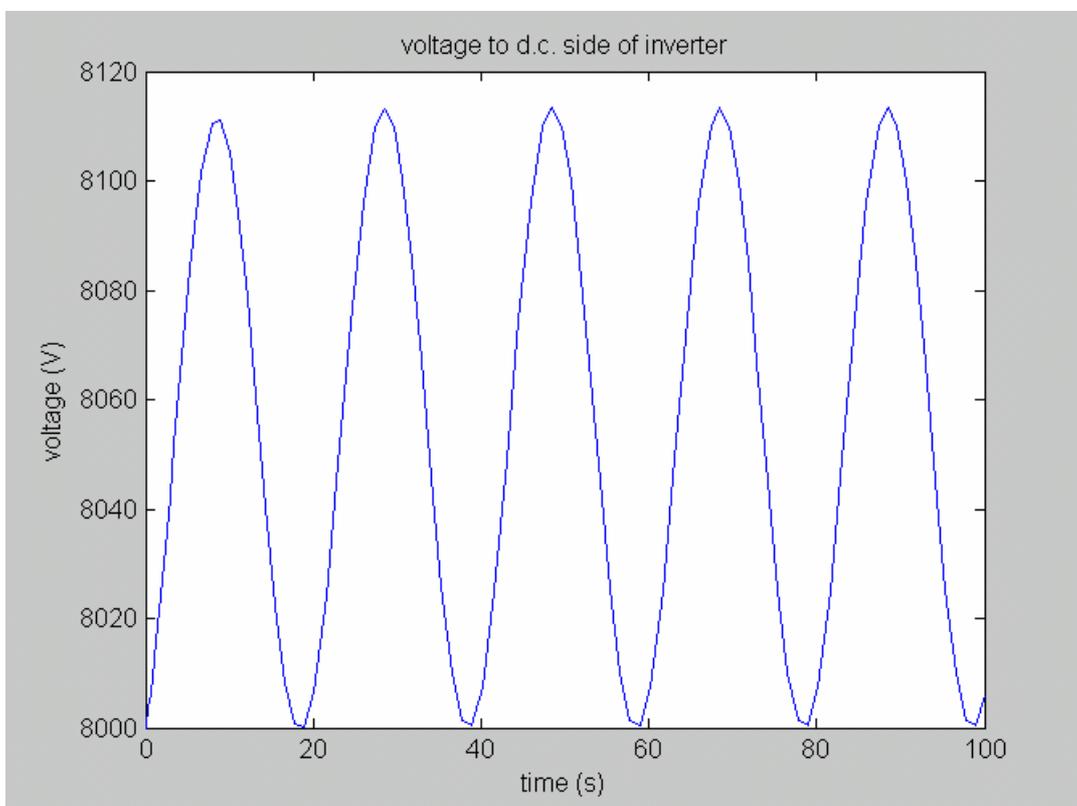
Il valore dei parametri utilizzati nella simulazione, che si riferisce al caso di quattro inverter in serie-parallelo (vedi figura 2.1.6), è riportato nella tabella 2.2.1; le forme d'onda delle grandezze principali sono riportate nelle figure 2.2.15 ÷ 2.2.21. La tensione a vuoto nominale del generatore (8457 V) è tale da fare circolare, in regime nominale, la corrente nominale (6000 A) sulla linea. In condizioni perturbate, cui si riferiscono i risultati della simulazione sotto riportati, alla tensione a vuoto nominale viene aggiunto un disturbo sinusoidale di frequenza 0.01 Hz, ed ampiezza 1000 V (vedi figura 2.2.21).

Tabella 2.2.3. Valori dei parametri del circuito nella figura 2.2.14

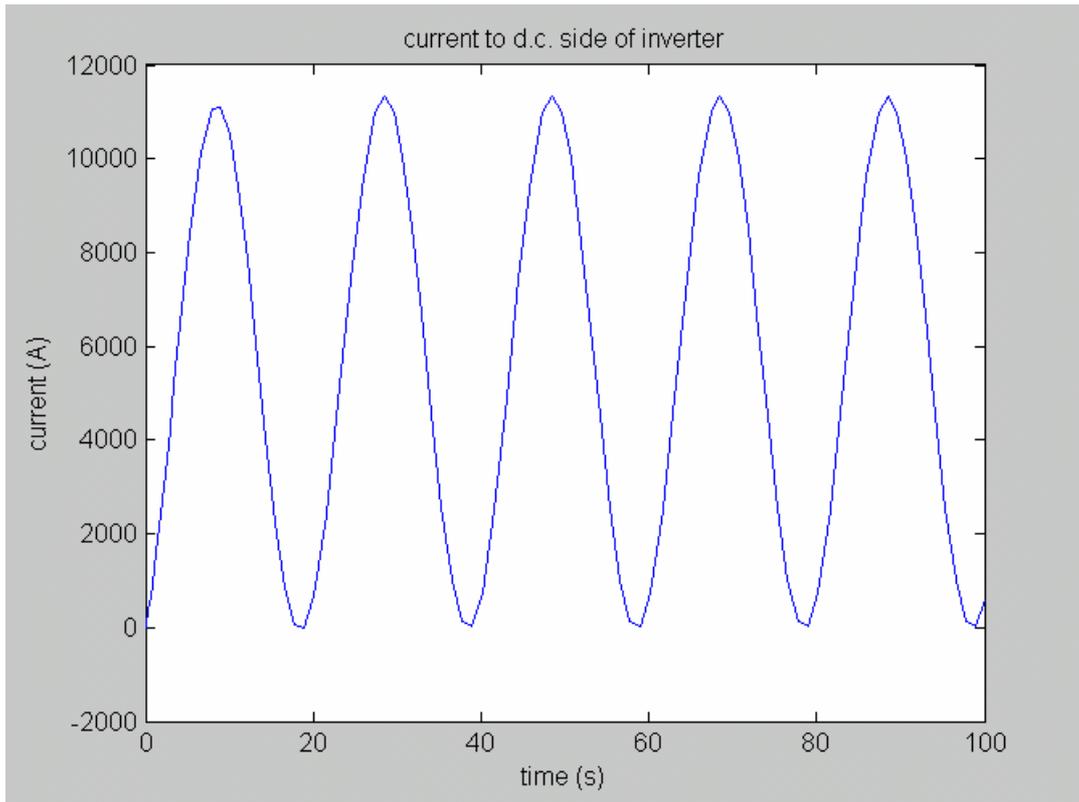
$E_g$	8457 V
$R_g$	0.001 $\Omega$
$L_g$	$10^{-6}$ H
$R_{linea}$	0.025 $\Omega$
$R_s$	0.01 $\Omega$
$L_s$	0.5 H
$R_i$	0.01 $\Omega$



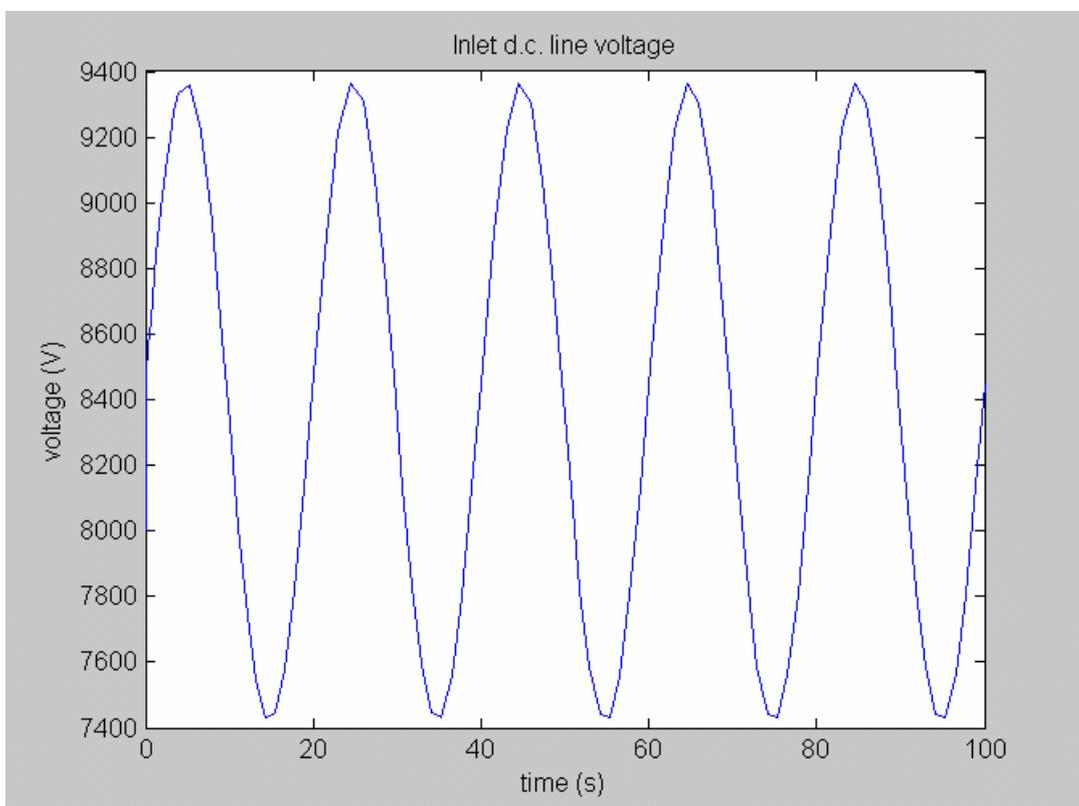
*Figura 2.2.15. Potenza assorbita dal lato d.c dell'inverter (calcolata dal modello 2 in presenza di una tensione dei generatori eolici perturbata)*



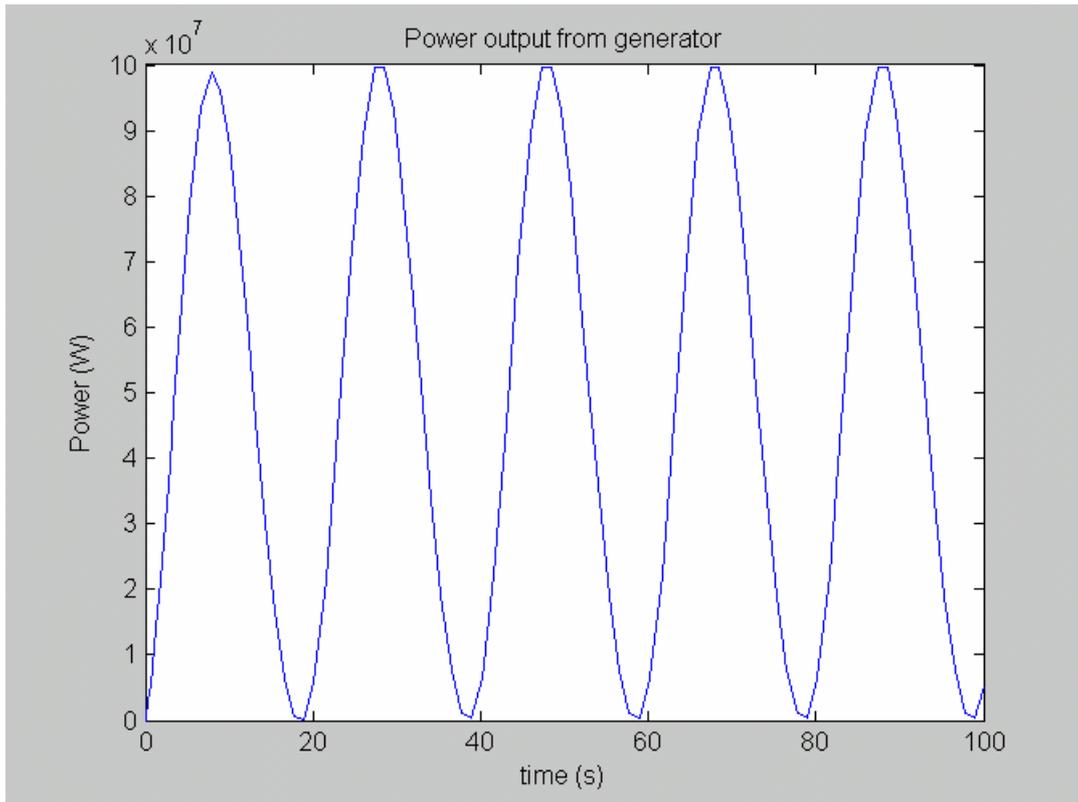
*Figura 2.2.16. Tensione dal lato d.c dell'inverter (calcolata dal modello 2 in presenza di una tensione dei generatori eolici perturbata)*



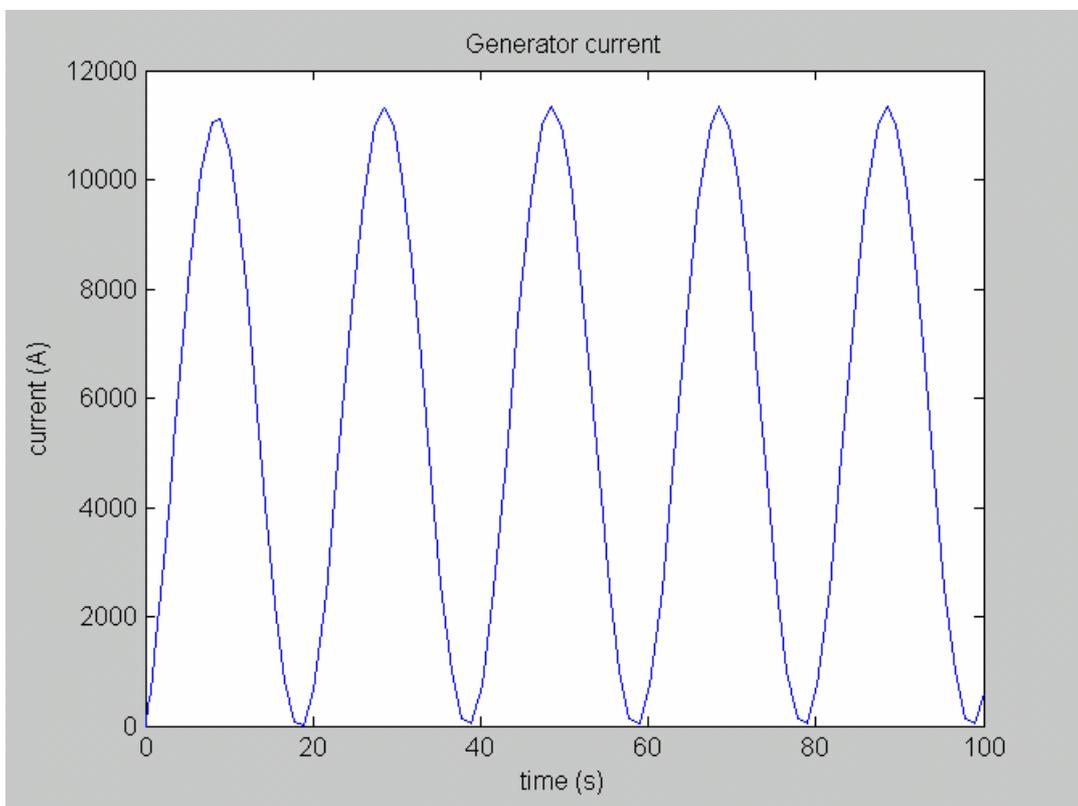
*Figura 2.2.17 Corrente dal lato d.c dell'inverter (calcolata dal modello 2 in presenza di una tensione dei generatori eolici perturbata)*



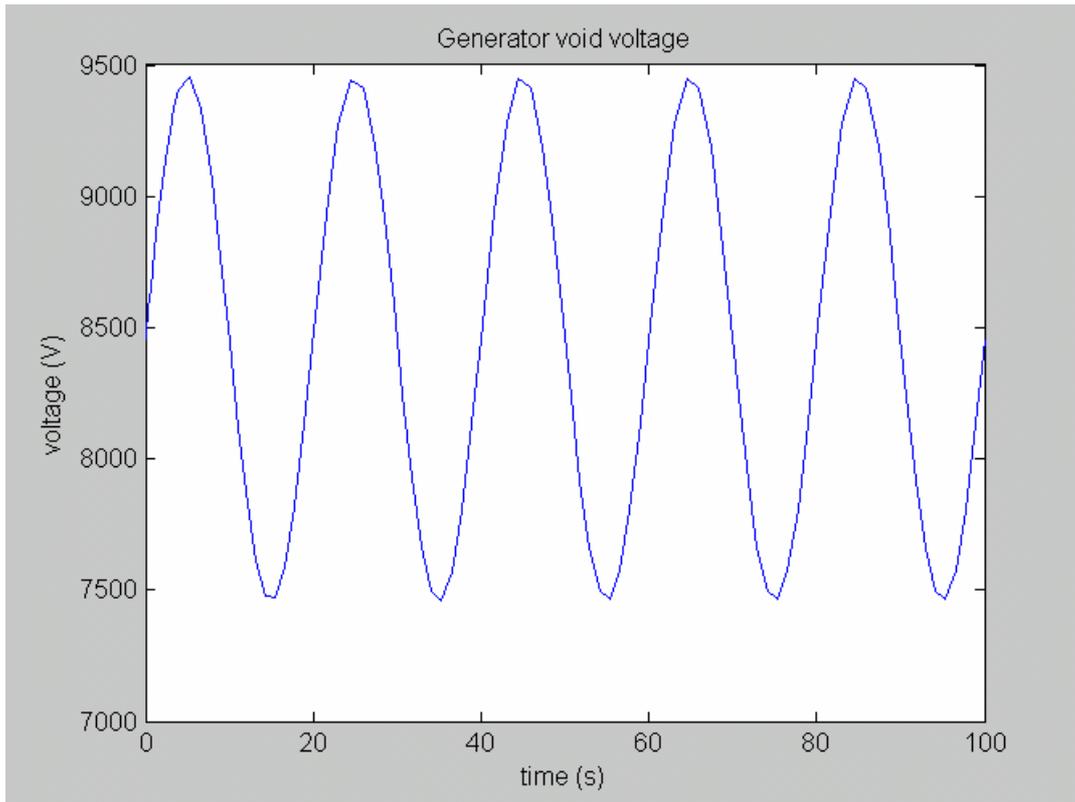
*Figura 2.2.18 Tensione della rete d.c. (calcolata dal modello 2 in presenza di una tensione dei generatori eolici perturbata)*



*Figura 2.2.19 Potenza erogata dai generatori eolici (calcolata dal modello 2 in presenza di una tensione dei generatori eolici perturbata*



*Figura 2.2.20 Corrente erogata dai generatori eolici (calcolata dal modello 2 in presenza di una tensione dei generatori eolici perturbata*



*Figura 2.2.21 Tensione a vuoto perturbata dei generatori eolici*

È da notare come il sistema, senza nessun controllo sia in grado di seguire le variazioni della potenza in uscita dal generatore limitando le variazioni di tensione in ingresso all'inverter. Sembra quindi che, nell'ipotesi di volere controllare il sistema per cercare di mantenere costante la tensione sull'inverter, non sia necessario alcun controllo dell'inverter stesso, se non per limitare il valore massimo della corrente nel campo di valori ammissibili per i GTO dell'inverter.

È inoltre da notare che il condensatore, ha lo scopo principale di controllare la tensione all'uscita del generatore, nei tempi brevi (i tempi di commutazione del ponte raddrizzatore presente nel generatore (se di tipo eolico), e non modifica la dinamica del sistema per tempi lunghi rispetto ai tempi di commutazione dei tiristori. Infatti la stessa simulazione per il sistema che differisce dal precedente solo per l'assenza del ramo contenente il condensatore, fornisce gli stessi risultati.

### **2.3 Stabilità nell'Interazione con la Rete**

L'attività, ancora in via di sviluppo, riguarda l'analisi del comportamento del sistema nell'interazione con la rete AT. È stato sviluppato in ambiente EMTP, che si è riconosciuto essere quello più adatto, un modello di rete AT (Fig. 2.3.1 - Fig. 2.3.3) che comprende due gruppi di generazione tipici di centrali elettriche convenzionali, dei carichi convenzionali ed un dispositivo di interfaccia (Fig. 2.3.4) che prevede il GRTN per interfacciare la rete con le fonti rinnovabili a tale sistema deve essere collegato il modello sviluppato in SIMULINK.

I risultati mostrati in Fig. 2.3.5 e 2.3.6 mostrano il transitorio della frequenza dovuto al collegamento di carichi diversi alla rete.

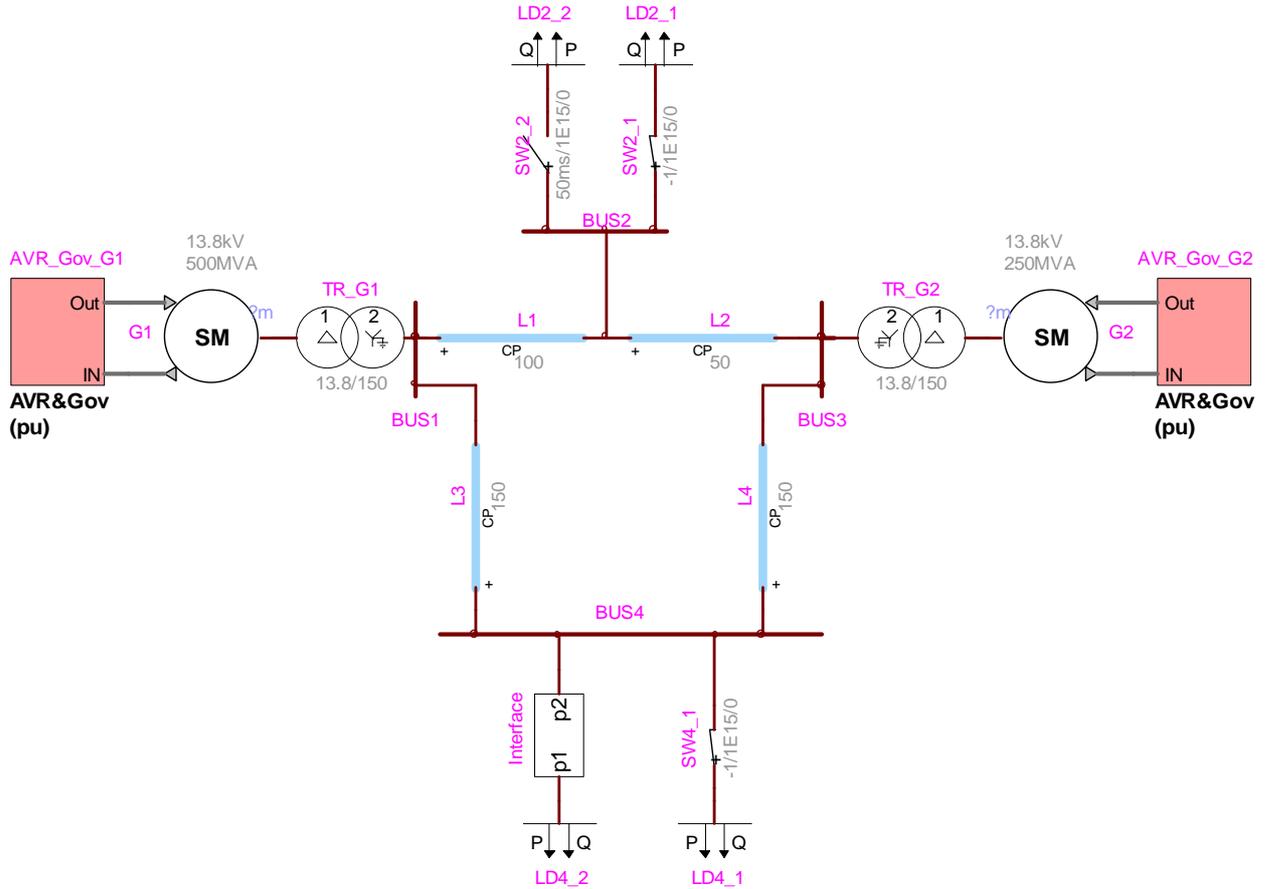


Figura 2.3.1 - Topologia della rete a 150 kV simulata (le lunghezze delle linee sono in km)

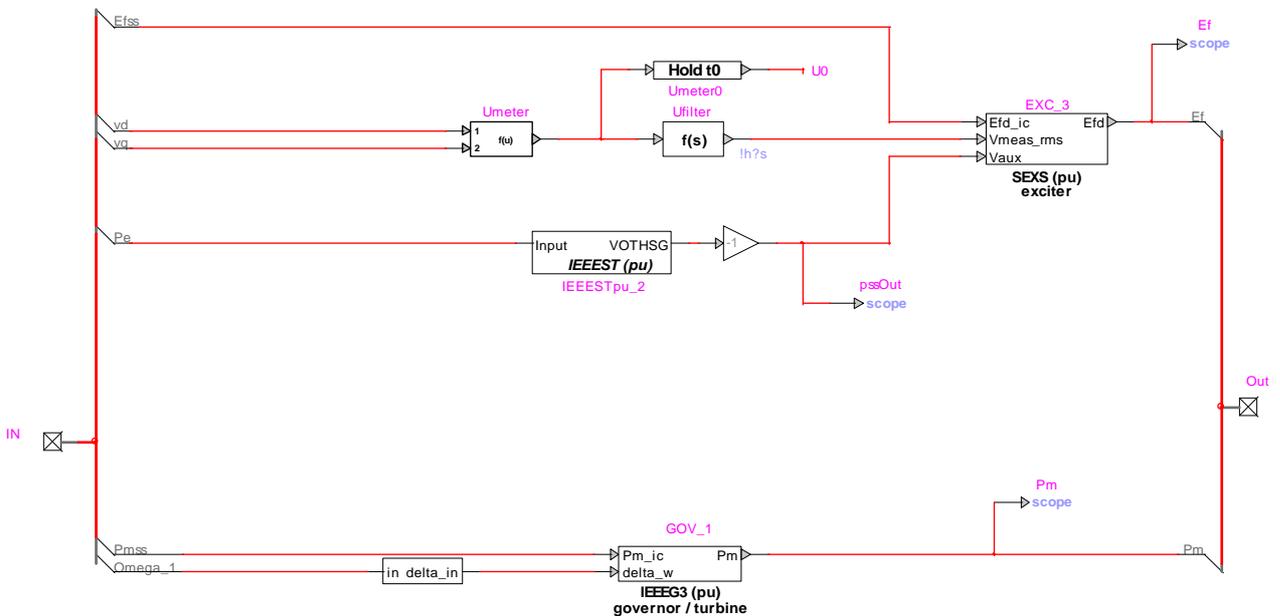


Figura 2.3.2 - Schema del sistema di regolazione della tensione e della frequenza dei generatori G1 e G2

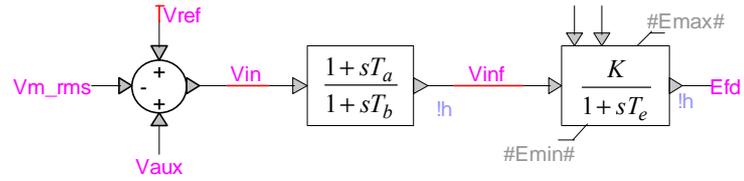


Fig. 2.1 – Schema del regolatore di tensione SEXS

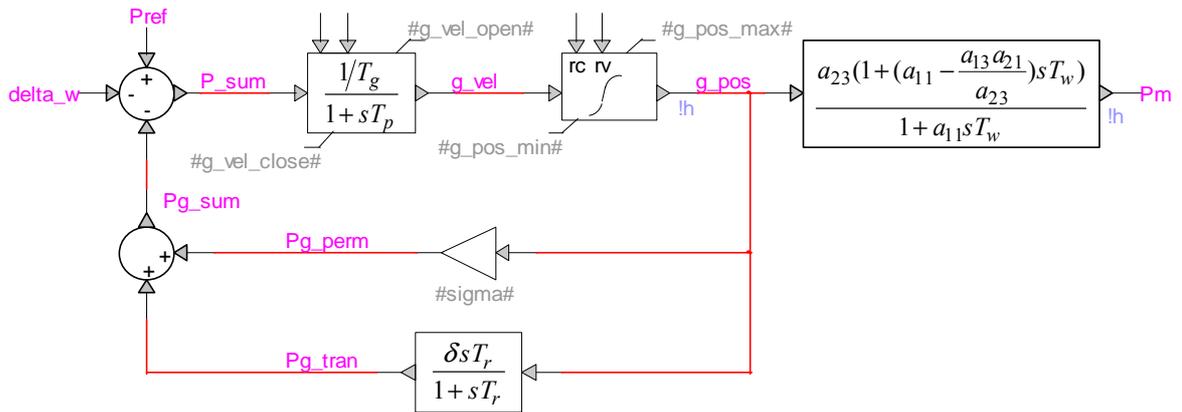


Figura 2.3.3 – Schema del regolatore di velocità

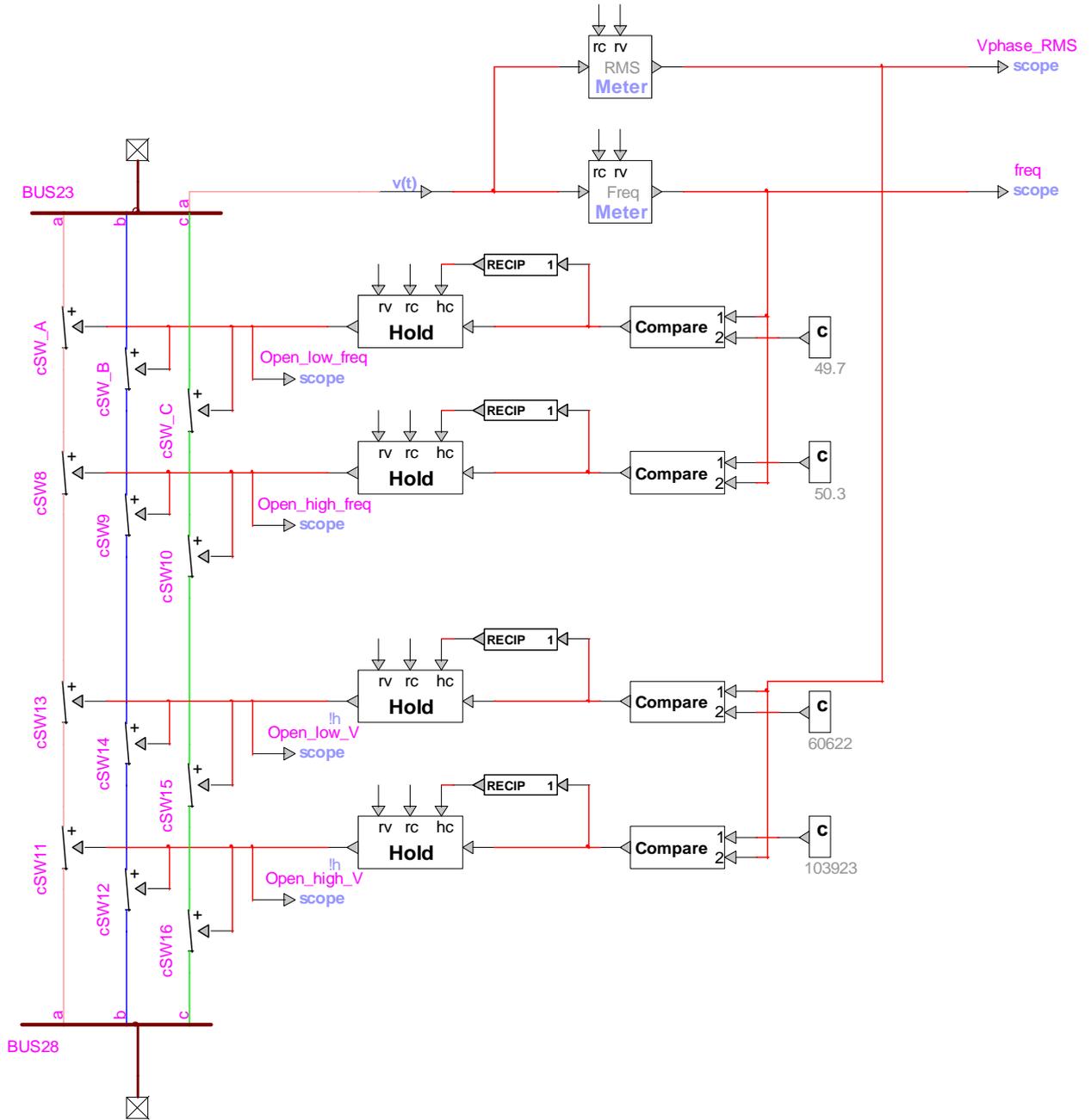
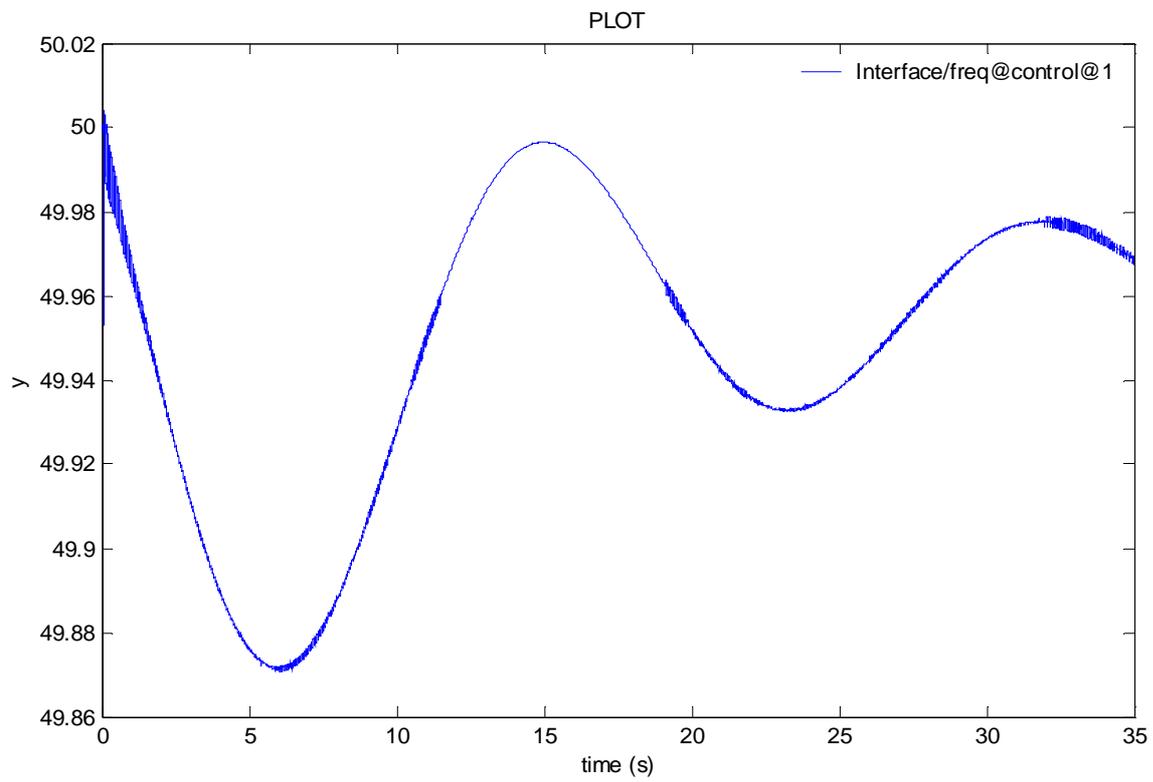
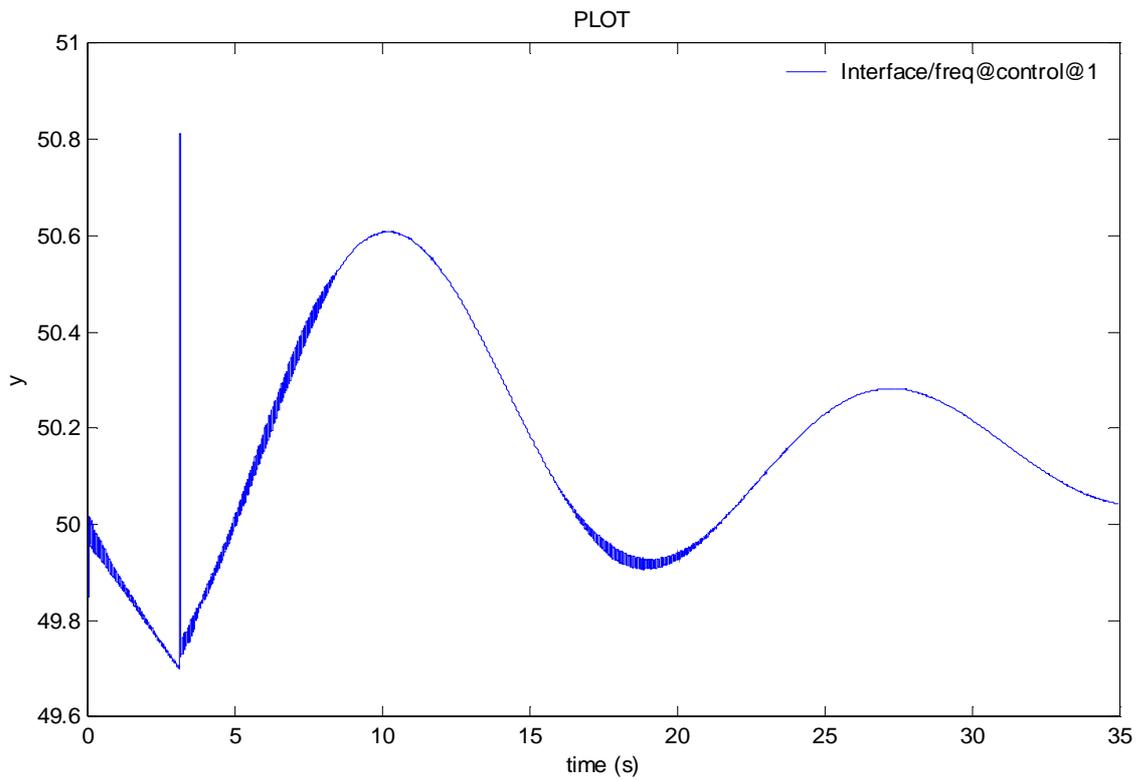


Figura 2.3.4 - Schema del dispositivo di interfacciamento con la rete del sistema di generazione da fonte rinnovabile (limiti in frequenza pari a 49.7 e 50.3 Hz, limiti in tensione pari a 0.7 Vn e 1.2 Vn)



*Figura 2.3.5 – Transitorio di frequenza successivo al collegamento del carico LD2 da 10 MW e 5 MVAR dopo 50 ms*



*Figura 2.3.6 – Transitorio della frequenza dovuto al collegamento del carico LD2 da 35 MW e 20 MVAR dopo 50 ms, si nota il distacco del carico LD4\_2 a 49.7 Hz interfacciato con la rete tramite il dispositivi di Fig. 3*

### 3. DIMENSIONAMENTO DELLA SEZIONE SUPERCONDUTTIVA

#### 3.1 Geometria del cavo

I parametri fondamentali dei materiali per cavi superconduttori sono la Temperatura critica  $T_c$  [K], il campo magnetico critico  $B_{c2}$  [T] e la densità di corrente critica  $J_c$  [ $A/m^2$ ]. In generale, per le applicazioni a magneti superconduttori, è necessario che, alla temperatura di ebollizione dell'elio liquido (il refrigerante comunemente impiegato per tale applicazione) ed al valore nominale di campo magnetico, la densità di corrente critica sia la più elevata possibile.  $T_c$  e  $B_{c2}$  dipendono dalla composizione e dalla struttura cristallina del materiale.  $J_c$  dipende anche dalle lavorazioni meccaniche e dai trattamenti termici subiti.

La necessità di trasportare LH2 come vettore energetico impone una temperatura di refrigerazione compresa fra 14.5 e 25 K. Come si può notare dalla tabella, i materiali superconduttori metallici (LTS) in tale range di temperature sono difficilmente utilizzabili, in quanto troppo vicini alle condizioni critiche. Per contro, i materiali superconduttori HTS sarebbero ampiamente utilizzabili, se non fosse per le loro particolari proprietà meccaniche. Queste, infatti, sono molto simili a quelle dei materiali ceramici, che in generale sono estremamente fragili e poco duttili. Il risultato è un'estrema difficoltà di lavorazione che attualmente impedisce la fabbricazione di cavi superconduttori HTS di lunghezza superiore al chilometro. L'altro fattore che, unitamente alla fragilità, ostacola l'utilizzo dei materiali HTS per applicazioni tecniche è rappresentato dal costo, notevolmente superiore anche ai materiali LTS.

Materiale	$T_c$ (K)	$B_{c2}$ (T)	Applicazione
Nb	9.2	0.2	r.f.
NbTi	9.2	14	cavi per magneti
Nb3Sn	18.3	24	cavi per magneti
Nb3Al	18.9	32	cavi per magneti
NbN	~ 17	~ 20	r.f. (elettronica)
YBCO	92	>100	r.f. – cavi
BSCCO	110	>100	cavi

Il materiale MgB2 presenta invece una temperatura critica di circa 40 K ed un campo critico di circa 3.5T@25K. Tali proprietà ne permettono l'utilizzo in sicurezza nel range di temperature fra 14.5 e 25 K. Molti gruppi hanno prodotto prototipi di fili [Giunchi G. *et al.*, "High performance new MgB2 superconducting hollow wires", *Proc. Boromag*, Genova 17-19 Giugno 2002] e nastri [Flukiger (2003) *Physica C* 385]. I valori di densità di corrente critica  $J_c$  dipendono dal processo di lavorazione del filo e/o delle piattina.

Per quanto riguarda il dimensionamento di massima della sezione Superconduttiva della Linea, si è assunta una densità di corrente critica ingegneristica ( $J_{c,eng}$ ) di 120 MA/m<sup>2</sup> (@25K-1T), tenendo conto che il campo di induzione sul conduttore, supponendo  $R_{min} \cong 1$  cm, ed una corrente dc nominale di 12 kA, risulta pari a  $B_{max} = \mu_0 I / 2\pi R_{min} \approx 0.3$  T. Le sezioni dei conduttori considerati (filo e piattina) e le rispettive curve caratteristiche sono riportate nelle figure 3.1 – 3.4 (Si noti che i valori di corrente critica @30K-0.3T sono superiori a 1000 MA/m<sup>2</sup>).

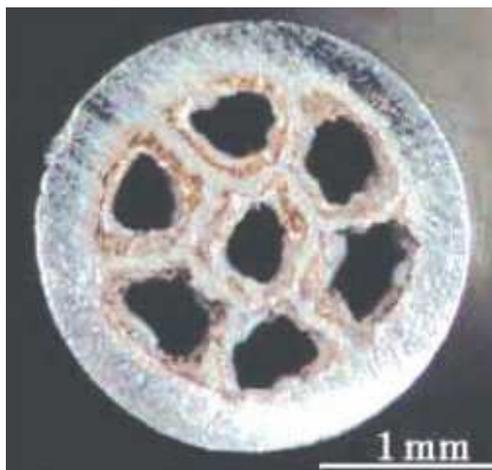


Figura 3.1 – Micrografia di un filo composito MgB<sub>2</sub> – Fe.

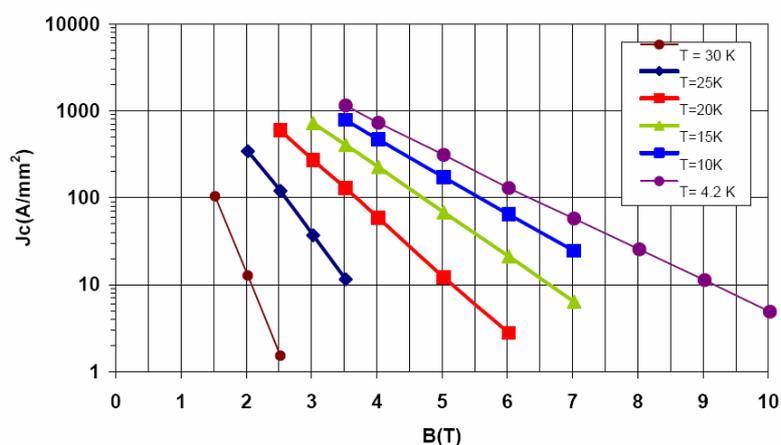


Figura 3.2 – Densità di corrente critica  $J_c$  del filo composito MgB<sub>2</sub> – Fe di Figura 3.1.

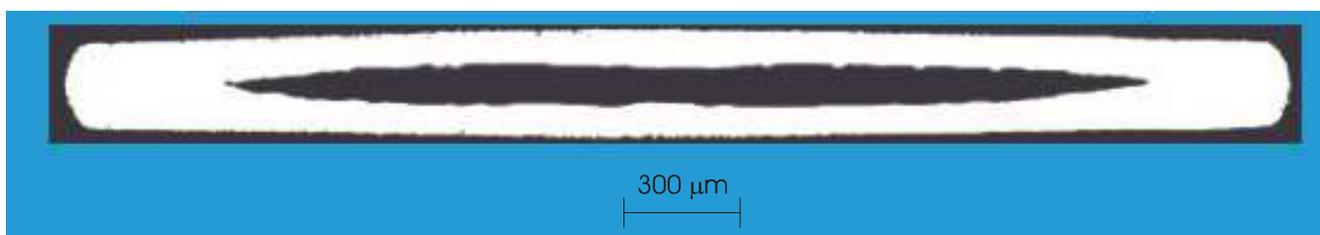


Figura 3.3 – Micrografia di un nastro composito MgB<sub>2</sub> – Fe (3.5 mm x 0.35 mm).

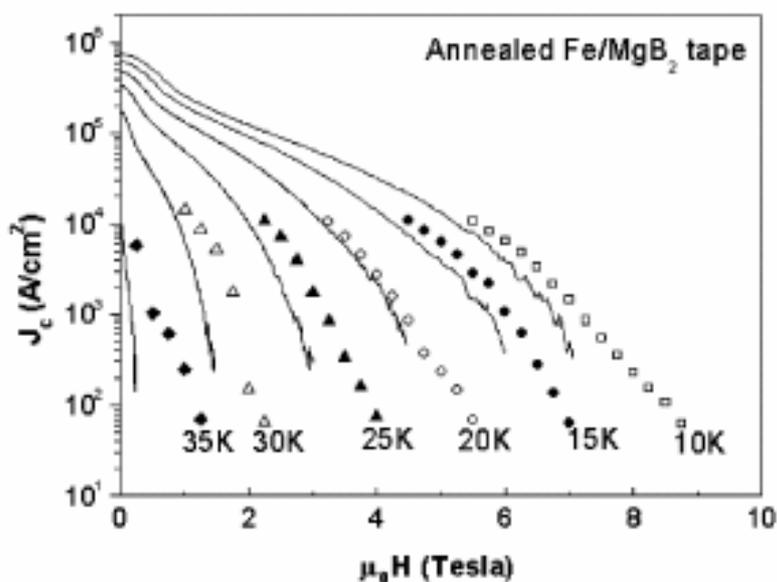
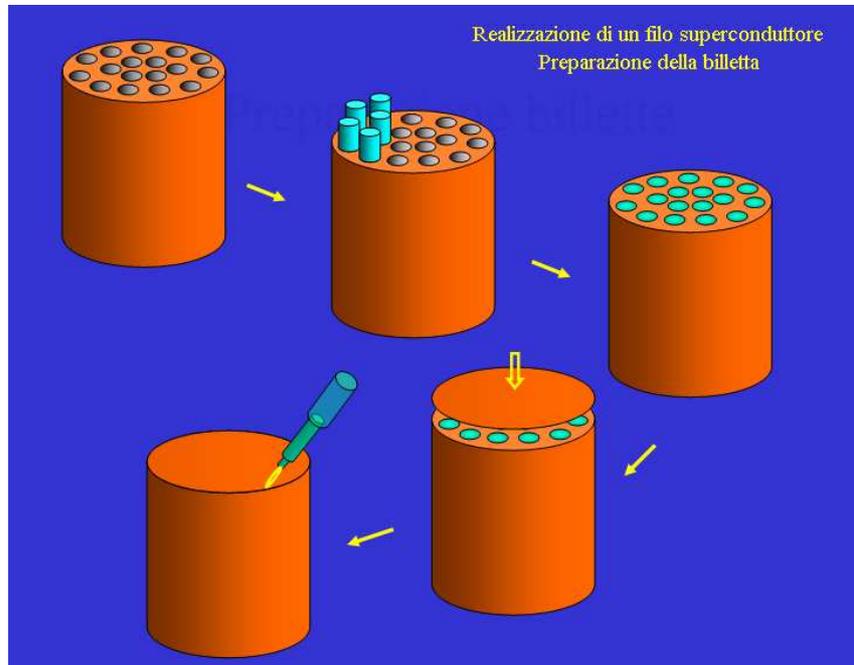


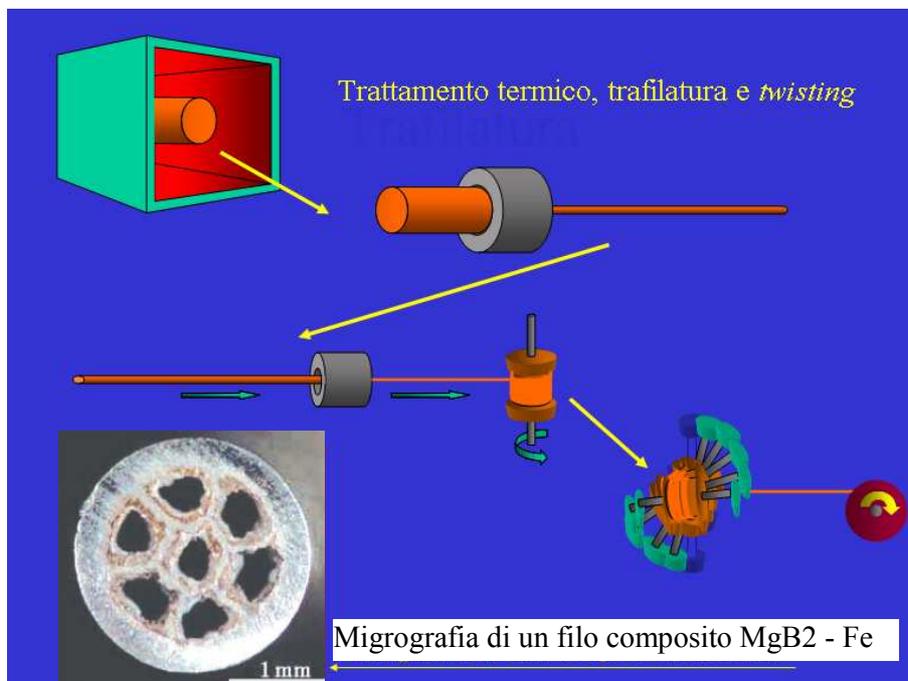
Figura 3.4 – Densità di corrente critica  $J_c$  del nastro composito MgB<sub>2</sub> – Fe di Figura 3.3.

I cavi utilizzati per la costruzione di magneti superconduttori in applicazioni ad elevato campo magnetico sono costituiti da numerosi strand avvolti in stadi successivi con diversi passi di avvolgimento. Gli strand sono fili conduttori costituiti da un elevato numero di filamenti superconduttivi (alcune centinaia o migliaia) inseriti in una matrice di metallo normale. I filamenti superconduttivi

hanno diametri tipici di alcuni micrometri, mentre gli strand hanno un diametro tipico attorno al millimetro. I cavi per il trasporto di energia elettrica possono anche essere realizzati avvolgendo piattine di HTS su un supporto metallico (tipicamente in rame) che ne garantisce la stabilità. I cavi a treccia presentano tuttavia una maggior flessibilità. Sia i fili che le piattine vengono ottenute attraverso un processo di trafilatura a partire da una billetta, come mostrato nelle figure 3.5 - 3-6.

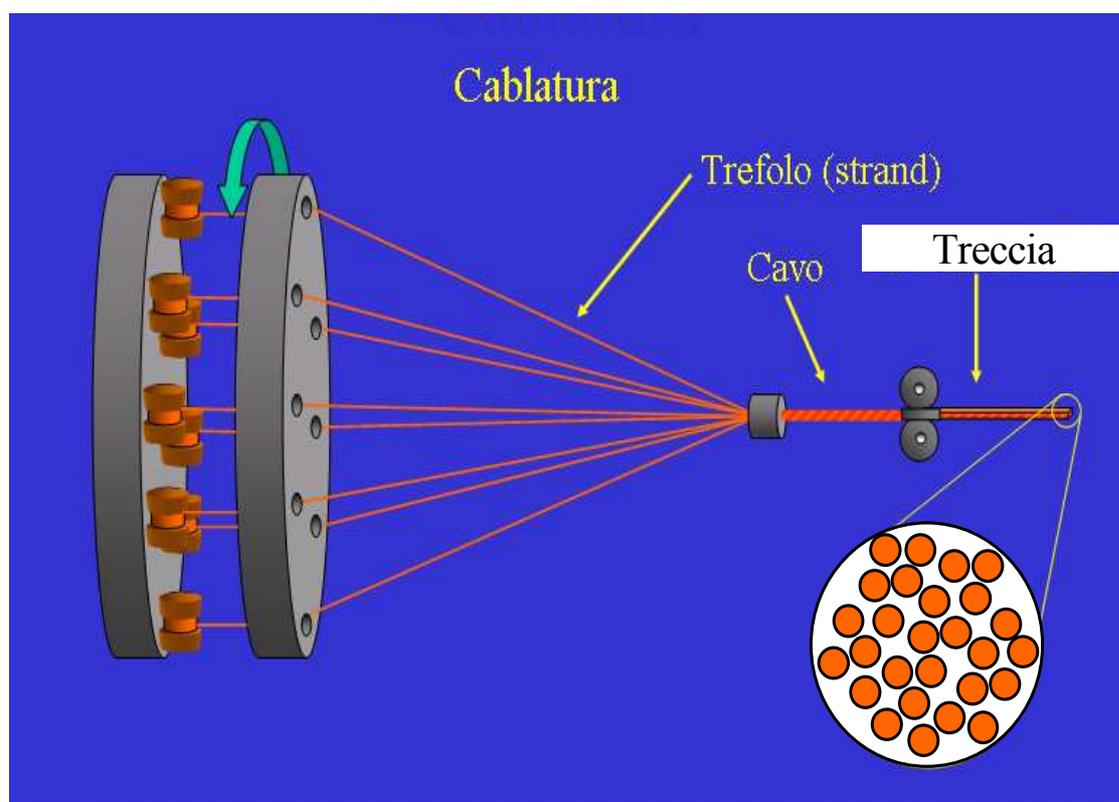


*Figura 3.5 – Preparazione della billetta (barre di Magnesio, guaina di ferro o acciaio basso legato rivestita da un foglio di niobio; lo spazio tra le barre è riempito con polvere di boro)*



*Figura 3.6 – Preparazione di un filo composito MgB<sub>2</sub> – Fe.*

A causa dei transitori durante il funzionamento della linea dovuti alle fluttuazioni dei generatori eolici/fotovoltaica, alle variazioni di carico sulla rete e alla normali operazioni degli inverter, alla corrente nominale di linea si sovrappone un ripple di corrente che genera un campo magnetico variabile. Tale campo genera correnti di schermo nel filo che si chiudono attraverso la matrice metallica (più facilmente che all'interno di un singolo filamento) provocando un accoppiamento dei filamenti che porta ad effetti indesiderati (possibili instabilità dovute a flux jump e dissipazioni). Il twisting dei filamenti permette di ridurre questo effetto. L'operazione di twisting viene solitamente ripetuta nei cavi a treccia, attraverso più stadi di cablatura, come mostrato in figura 3.7. Al fine di stabilizzare il cavo in fase di guasto (vedi sezione 5) durante l'operazione di cablatura si alternano ai fili di superconduttore fili di rame.



*Figura 3.6 – Cablatura della treccia.*

La figura 3.7 mostra lo schema di principio della struttura del cavo: all'esterno della sezione conduttiva sono presenti, nell'ordine, una sezione anulare in cui fluisce il refrigerante LH<sub>2</sub>; una sezione di superisolamento termico, vari strati di isolamento elettrico, lo schermo metallico e la guaina esterna (con una funzione di protezione meccanica). Il dimensionamento della sezione criogenica del è effettuata nella sezione 4). L'isolamento elettrico per la tensione nominale di 4 kV non presenta alcuna criticità. Per quanto riguarda il dimensionamento di massima della sezione Superconduttiva della Linea, si sono considerate due ipotesi.

- Cavo realizzato con filo  $\phi 2.2$  mm disperso in una matrice di fili di Cu
- Cavo realizzato con nastro  $35 \text{ mm} \times 0.35 \text{ mm}$  avvolto su un supporto in Cu

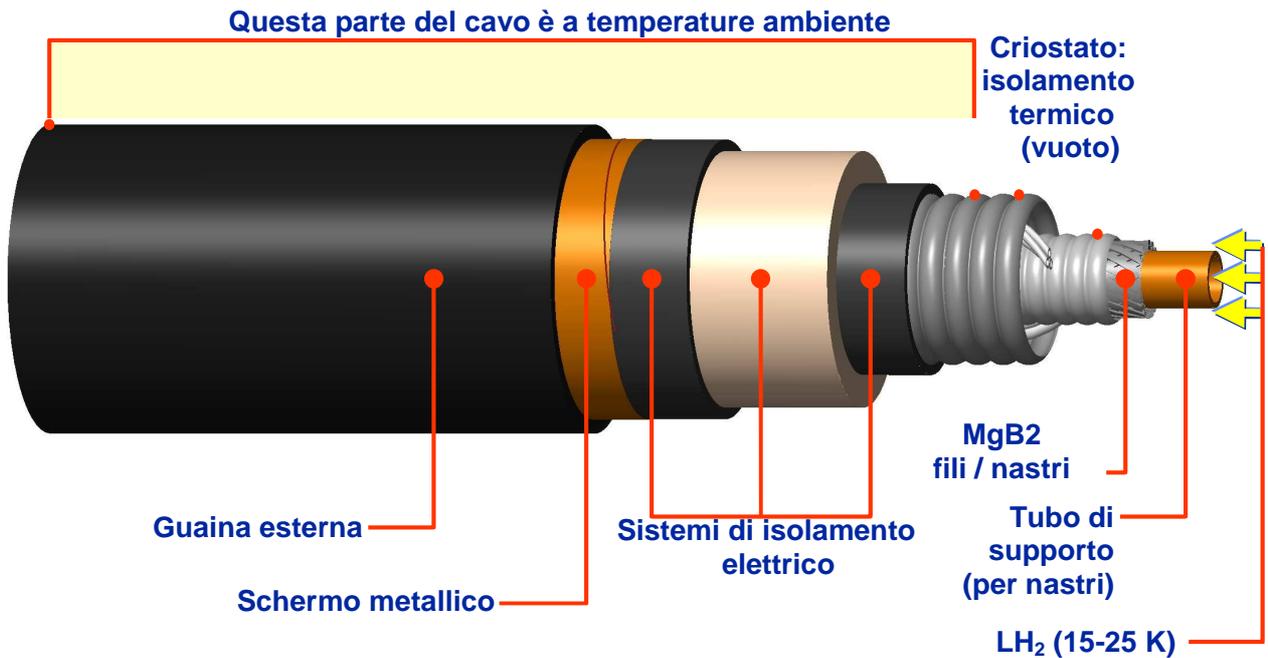


Figura 3.7 – Schema di principio della struttura del cavo.

### Ipotesi 1 – filo

Supponendo di realizzare il cavo con filo  $\phi 2.2$  mm in una matrice di fili di rame, la treccia di fili contiene una frazione di vuoto  $\alpha_{LH2} = 0.2 - 0.3$ .

Il numero dei fili necessari è circa pari a 27. Con questa scelta si ha che la corrente massima portata dal cavo è pari a circa  $27 \times (2.2 \text{ mm})^2 \times (\pi/4) \times J_{c,eng} \cong 12.32 \text{ kA}$ . Con una corrente nominale di 12 kA, ogni filo porta quindi circa 456 A.

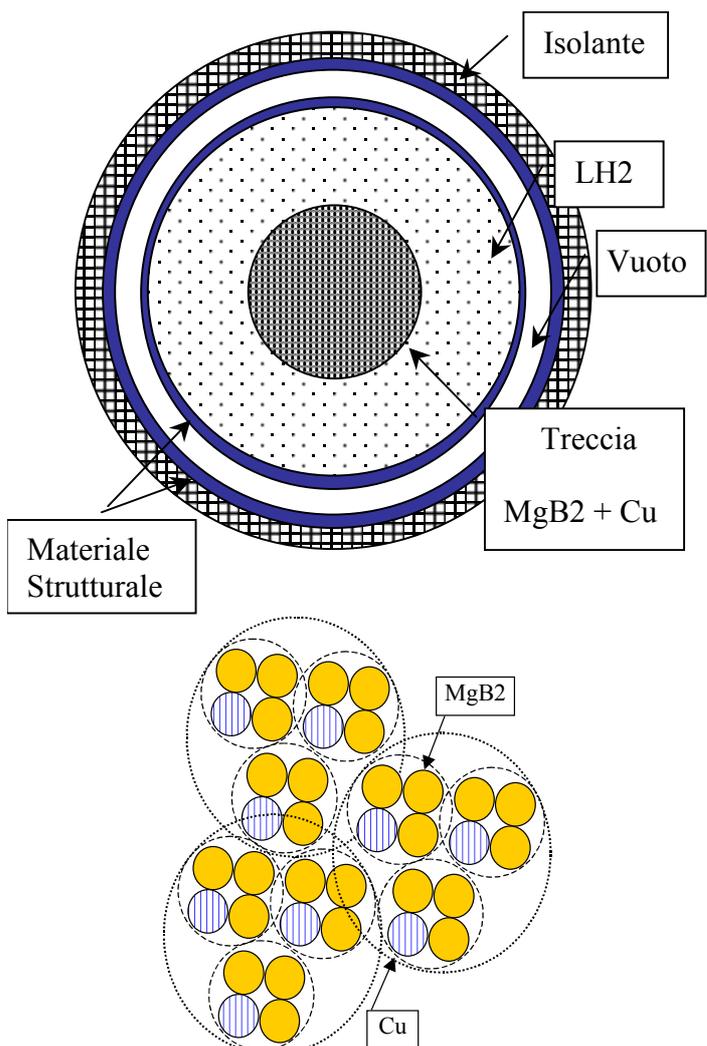
A seguito dell'analisi di guasto (vedi sezione 5.2), si è stimato che 9 fili di rame ( $\phi 2.2$  mm) siano sufficienti a stabilizzare il quench, in modo che la temperatura nel LH2 non superi la temperatura di vapore (circa 27 K). In tale ipotesi, la treccia potrebbe essere realizzata con una struttura  $4 \times 3 \times 3$ .

Il diametro equivalente della treccia si può calcolare con la relazione:

$$(27 + 9) \times \frac{\pi}{4} (2.2 \text{ mm})^2 \times (1 + \alpha_{LH2}) = \frac{\pi}{4} D_{eq}^2$$

che fornisce  $D_{eq} = 1.5 \text{ cm}$ . Inoltre il campo massimo risulta pari a

$$B_{max} = \mu_0 I / \pi D_{eq} \cong 320 \text{ mT}$$



## Ipotesi 2 – nastro

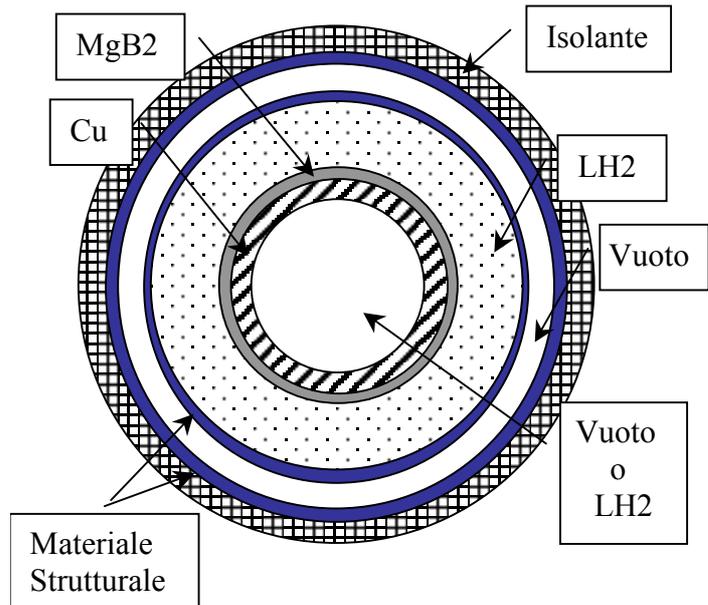
Supponendo di realizzare il cavo con nastro  $35 \text{ mm} \times 0.35 \text{ mm}$  avvolto su un supporto in rame, detto  $\delta$  lo spessore della piattina e  $R_{Cu}$  il raggio (esterno) del supporto in rame si ha:

$$I = 2\pi R_{Cu} \delta J_{c,eng}$$

Il campo massimo in direzione azimuthale risulta pari a:

$$B_{\theta} = \mu_0 I / 2\pi R_{Cu} = \mu_0 \delta J_{c,eng} \cong 50 \text{ mT}.$$

Si noti che è indipendente dal dimensionamento del supporto in rame



Il numero dei nastri necessari è circa pari a 84 disposti su 4 strati costituiti da 21 piattine. Ogni successivo strato di piattine verrebbe avvolto in senso opposto al precedente. Con questa scelta si ha che la corrente massima portata dal cavo è pari a circa  $84 \times 35 \text{ mm} \times 0.35 \text{ mm} \times J_{c,eng} \cong 12.35 \text{ kA}$ . Con una corrente nominale di 12 kA, ogni piattina porta quindi circa 147 A.

Per calcolare il campo massimo sulla piattina, senza scegliere il passo di avvolgimento, si può considerare il campo massimo in direzione assiale e comporlo con il campo azimuthale calcolato:

$$B_z = \mu_0 \delta J_{c,eng} \cong 50 \text{ mT}, \text{ da cui } B_{max} = \sqrt{B_{\theta}^2 + B_z^2} \cong 71 \text{ mT}.$$

Il diametro minimo necessario per avvolgere i nastri sul supporto è pari a  $35 \text{ mm} / \tan(\pi/21)$ , cioè circa 2.3 cm. Tenuto conto dell'ingombro delle piattine, il diametro della sezione superconduttiva è circa 2.7 cm. Lo spessore del supporto in rame va dimensionato in base all'analisi di stabilità del guasto (quenck della sezione superconduttiva) in modo che la temperatura nel LH2 non superi la temperatura di vapore (circa 27 K).

Poiché la sezione superconduttiva ha la stessa area totale (circa  $1 \text{ cm}^2$ ) in entrambe le configurazioni, il costo del materiale superconduttore è lo stesso. Le due configurazioni sembrano equivalenti anche dal punto di vista della difficoltà realizzative, in quanto le tecnologie di avvolgimento sono ben sviluppate. Tuttavia, il supporto in rame conferisce alla configurazione con piattine una maggiore rigidità a flessione rispetto alla treccia. Tenendo conto che il trasporto e la posa del cavo avvengono avvolgendo il cavo stesso su un aspo, e che il raggio di curvatura ammissibile per fili e piattine di MgB2 è circa 1 m, sembra preferibile la soluzione a treccia.

Per la stima delle dimensioni per il trasporto del cavo, si consideri un aspo di raggio  $R$ , su cui è avvolto  $n$  volte (a spira singola) un cavo di raggio  $r$ . È possibile calcolare la lunghezza approssimativa della spira avvolta come:

$$l_{spira} = \sum_{i=1}^n 2\pi R_i = \sum_{i=1}^n 2\pi \cdot (R + (2 \cdot i - 1) \cdot r) = 2\pi \cdot \left( (R - r) n + 2r \frac{n(n+1)}{2} \right) = 2\pi n (R + nr)$$

Se ora si considerano  $m$  avvolgimenti affiancati sull'aspo si ottiene una lunghezza totale del cavo avvolto pari a:

$$l_{cavo} = l_{spira} \cdot m = 2\pi n m (R + nr)$$

mentre le dimensioni totali dell'aspo (diametro e larghezza) sono date da:

$$D_{aspo} = 2(R + 2nr), \quad L_{aspo} = 2mr$$

Considerato un aspo con raggio di avvolgimento pari a  $R = 1$  m (valore compatibile con le specifiche dichiarate per tubi tipo Cryoflex) su cui si avvolge un cavo con diametro di 16 cm (vedi sezione 4), un tratto di cavo di lunghezza  $l_{cavo} = 1$  km può essere avvolto con  $n = 5$  e  $m = 23$ , ottenendo un aspo di dimensioni  $D_{aspo} = 3.6$  m e  $L_{aspo} = 3.68$  m. L'intero tratto di lunghezza  $l_{cavo} = 10$  km può invece essere avvolto con  $n = 16$  e  $m = 44$ , ottenendo un aspo di dimensioni  $D_{aspo} = 7.12$  m e  $L_{aspo} = 7.04$ . Stimando il peso per unità di lunghezza del cavo in 5 kg/m (valore compatibile con i dati forniti nel catalogo Cryoflex) si ottiene rispettivamente un peso del cavo avvolto (escluso il peso del nucleo stesso dell'aspo) di 5 tonnellate per 1 km oppure 50 tonnellate per 10 km.

### 3.2 Stima delle perdite in condizioni di funzionamento nominale

La corrente sul singolo elemento superconduttivo (nastro o filo) in condizioni nominali risulta affetta da un ripple di circa  $1A_{ac}/kA_{dc}$  (vedi sezione 2). Possiamo approssimare la corrente sul singolo elemento superconduttivo come:

$$I(t) = I_{dc} + I_{ac,M} \cos(\omega t) \quad (3.1)$$

La densità di corrente sulla sezione risulta quindi:

$$J(t) = \frac{I(t)}{S} = \frac{I_{dc}}{S} + \frac{I_{ac,M}}{S} \cos(\omega t) = J_{dc} + J_{ac,M} \cos(\omega t) \quad (3.2)$$

Il campo elettrico è ben approssimato da una legge della potenza [Flukiger (2003) *Physica C* 385], con  $E_c = 1$   $\mu$ V/cm ed  $n$  compreso tra 30 e 100 (variabile al variare del campo di induzione applicato):

$$E = E_c \left( \frac{J}{J_c} \right)^n \quad (3.3)$$

Definiamo la componente continua del campo elettrico come:

$$E_{dc} = E_c \left( \frac{J_{dc}}{J_c} \right)^n \quad (3.4)$$

Sostituendo la (3.2) nella (3.3) si ottiene l'espressione

$$E(t) = E_c \left( \frac{J_{dc}}{J_c} + \frac{J_{ac,M}}{J_c} \cos(\omega t) \right)^n = E_{dc} \left( 1 + \frac{J_{ac,M}}{J_{dc}} \cos(\omega t) \right)^n \quad (3.5)$$

che può essere approssimata (al secondo ordine) tenendo conto che  $J_{ac,M}/J_{dc} \approx 10^{-3}$ :

$$E(t) \cong E_{dc} \left( 1 + n \frac{J_{ac,M}}{J_{dc}} \cos(\omega t) + \frac{n^2}{2} \left( \frac{J_{ac,M}}{J_{dc}} \right)^2 \cos^2(\omega t) \right) \quad (3.6)$$

La potenza istantanea assorbita dal singolo elemento superconduttivo (nastro o filo) per unità di lunghezza è dunque valutabile come:

$$E(t)J(t)S \cong SE_{dc} \left( J_{dc} + (n+1)J_{ac,M} \cos(\omega t) + n \left( \frac{n}{2} + 1 \right) \frac{J_{ac,M}^2}{J_{dc}} \cos^2(\omega t) + \frac{n^2}{2} \frac{J_{ac,M}^3}{J_{dc}^2} \cos^3(\omega t) \right) \quad (3.7)$$

Mediando la (3.7) in un periodo si ottiene:

$$\langle E(t)J(t)S \rangle \cong SE_{dc} J_{dc} + \frac{n}{2} \left( \frac{n}{2} + 1 \right) SE_{dc} J_{dc} \left( \frac{J_{ac,M}}{J_{dc}} \right)^2 = \tilde{P}_{dc} + \tilde{P}_{ac} \quad (3.8)$$

dove  $\tilde{P}_{dc} = SE_{dc} J_{dc}$  e  $\tilde{P}_{ac} = \frac{n}{2} \left( \frac{n}{2} + 1 \right) \left( \frac{J_{ac,M}}{J_{dc}} \right)^2 \tilde{P}_{dc}$ . La potenza per unità di lunghezza dissipata nel cavo si ottiene moltiplicando per il numero di elementi superconduttivi

- Supponendo di realizzare il cavo con nastro 35 mm × 0.35 mm avvolto su un supporto in rame, si è visto che sono necessarie 84 piattine. Posto  $n=100$  e  $J_{ac,M}/J_{dc} \approx 10^{-3}$ , risulta:

$$\tilde{P}_{dc,tot} \cong 69 \text{ mW/m e } \tilde{P}_{ac,tot} \cong 0.18 \text{ mW/m}$$

- Supponendo di realizzare il cavo con filo  $\phi 2.2$  mm disperso in una matrice di fili di rame, si è visto che sono necessari 27 fili. Posto  $n=100$  e  $J_{ac,M}/J_{dc} \approx 10^{-3}$ , risulta:

$$\tilde{P}_{dc,tot} \cong 89 \text{ mW/m e } \tilde{P}_{ac,tot} \cong 0.23 \text{ mW/m}$$

In entrambe le configurazioni quindi la potenza dissipata sul cavo in condizioni nominali è molto minore degli ingrassi termici previsti (2 W/m) dall'ambiente.

#### 4. REFRIGERAZIONE DELLA LINEA

Nel progetto del sistema di refrigerazione della linea si suppone che il cavo superconduttore in MgB2 debba essere costantemente mantenuto a temperatura inferiore ai 25 K. Il diametro dell'anima del cavo è supposto pari a 2 cm. Questi valori dipendono dalle specifiche di progetto richieste dal dimensionamento della sezione superconduttiva (sezione 3). Il progetto del circuito di refrigerazione della linea è infatti strettamente connesso con il progetto della sezione del cavo superconduttivo. Una modifica delle dimensioni della sezione o delle specifiche di funzionamento (temperatura massima di funzionamento, comportamento in fase di guasto, ecc...) impone il ridimensionamento del circuito di refrigerazione. Per quanto riguarda le entrate termiche lungo la linea, nei calcoli si è considerato un valore di 2 W/m, valore tipico ricavato in letteratura per cavi di grosso diametro.

##### 4.1 Proprietà del para-idrogeno liquido

I dati riportati in questo capitolo e utilizzati nei calcoli seguenti provengono dal database “Thermophysical Properties of Fluid Systems” del NIST (National Institute of Standards and Technology, [www.nist.gov](http://www.nist.gov)).

Le proprietà del para-idrogeno liquido sono fortemente variabili con la temperatura. L'analisi parte dall'individuazione dei valori di temperatura e pressione entro i quali l'idrogeno si mantiene allo stato liquido. Fig. 4.1.1 mostra la pressione di vapore del para-idrogeno liquido a temperature comprese fra 18 e 30 K. Le specifiche di funzionamento del cavo in MgB2 impongono una temperatura massima di funzionamento di 25 K; affinché l'idrogeno rimanga in fase liquida fino a tale temperatura occorre che la pressione minima lungo la linea sia di almeno 3.5 bar (in particolare ciò deve verificarsi all'uscita della linea, dove la pressione è minima e la temperatura è massima). Per cautela si sceglie come dato di progetto una pressione minima lungo la linea di 5 bar, che corrisponde ad una temperatura di vapore di 27 K.

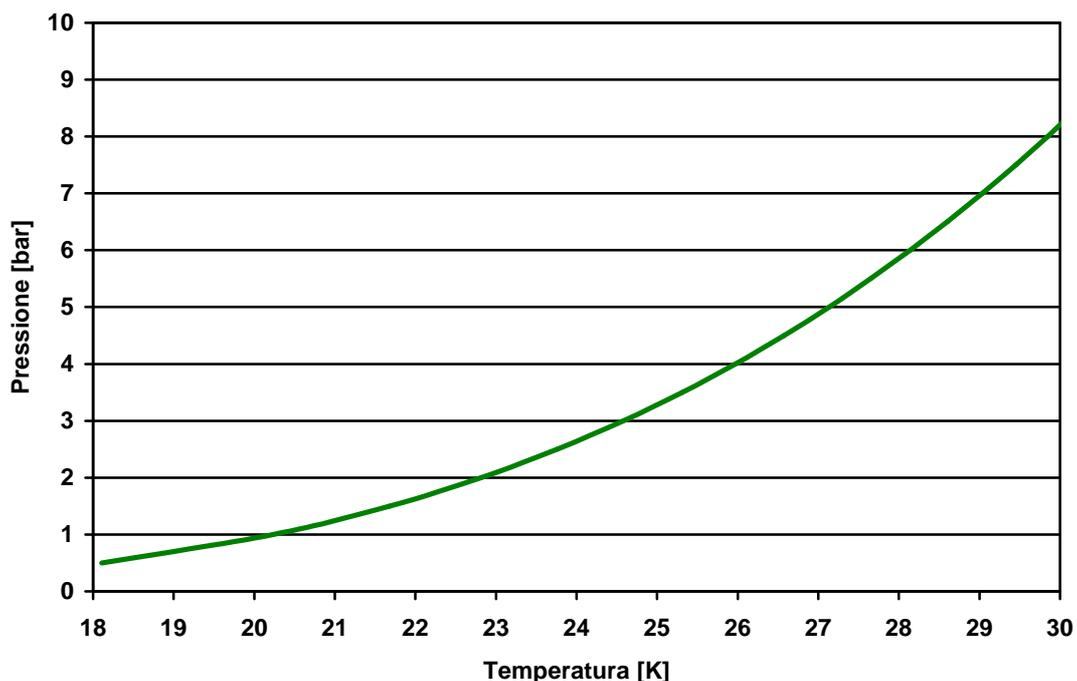
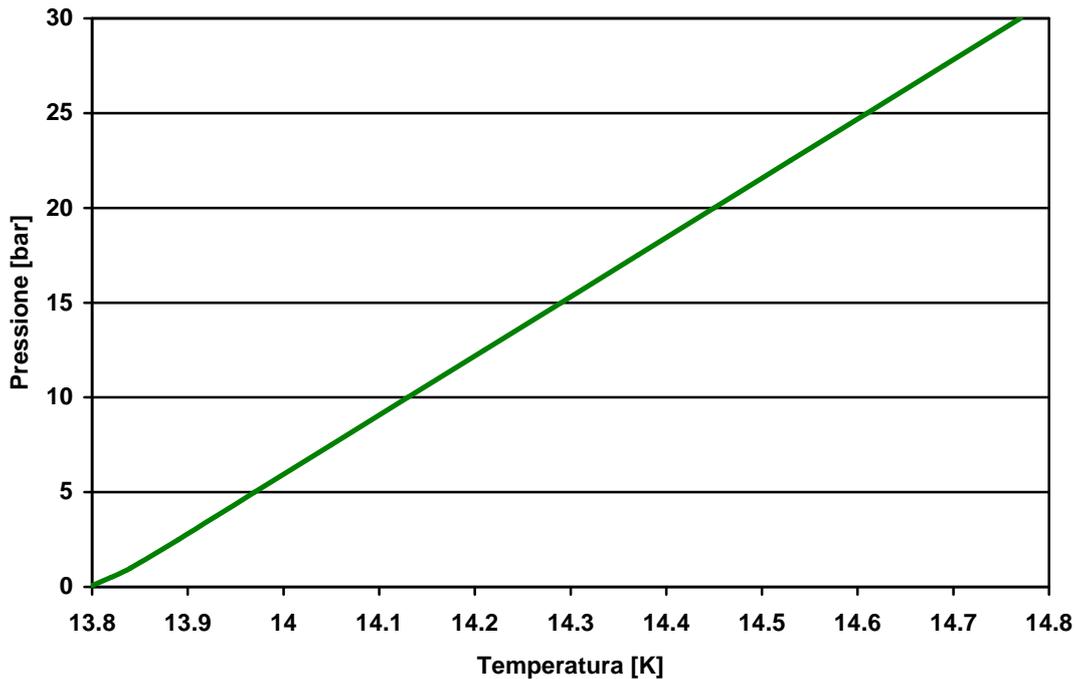


Fig. 4.1.1 Pressione di vapore del para-idrogeno liquido al variare della temperatura.

Allo stesso tempo è necessario assicurare che l'idrogeno non solidifichi. La temperatura di punto triplo del para-idrogeno è di 13.8 K a 0.07 bar. La temperatura di solidificazione è poi crescente con la pressione (come è tipico dei materiali che subiscono una diminuzione di volume quando solidificano). Il problema della solidificazione dell'idrogeno si presenta quindi all'inizio della linea, dove la pressione è massima e la temperatura è minima. In Fig. 4.1.2 è mostrata la temperatura di solidificazione al variare della pressione fra 0.07 e 30 bar. Supponendo che la pressione massima del circuito (all'inizio della linea) sia pari a 17.5 bar, occorre fissare la temperatura minima di refrigerazione a circa 14.4 K.



*Fig. 4.1.2 Andamento della temperatura di solidificazione del para-idrogeno al variare della pressione.*

In definitiva, nel progetto del circuito di refrigerazione della linea, si sceglie come intervallo ammissibile di variazione della temperatura e della pressione del para-idrogeno l'intervallo che va rispettivamente da 14.4 a 27 K e da 5 a 17.5 bar. Le specifiche di funzionamento del cavo superconduttivo in MgB2 aggiungono poi un'ulteriore limite alla temperatura massima lungo la linea pari a 25 K.

Le figure 4.1.3, 4.1.4 e 4.1.5 mostrano i valori di densità  $\rho$ , calore specifico a pressione costante  $c_p$ , e viscosità  $\mu$  del para-idrogeno liquido al variare di temperatura e pressione. Si noti la forte dipendenza delle proprietà soprattutto nei confronti della temperatura: al passare da 14.4 K a 27 K la densità diminuisce di circa il 20%, il calore specifico raddoppia, mentre la viscosità si riduce ad un terzo.

Poiché la temperatura dell'idrogeno varia lungo la linea, per il progetto del circuito refrigerante è necessario considerare le corrispondenti variazioni delle proprietà. Occorre quindi dividere il progetto in due fasi. Un primo dimensionamento di tentativo, riferendosi alle proprietà medie dell'idrogeno lungo la linea, e una successiva fase di verifica, nella quale la linea viene scomposta

in tratti successivi, in corrispondenza delle quali vengono calcolati i valori reali delle proprietà dell'idrogeno e i corrispondenti incrementi di temperatura e cadute di pressione.

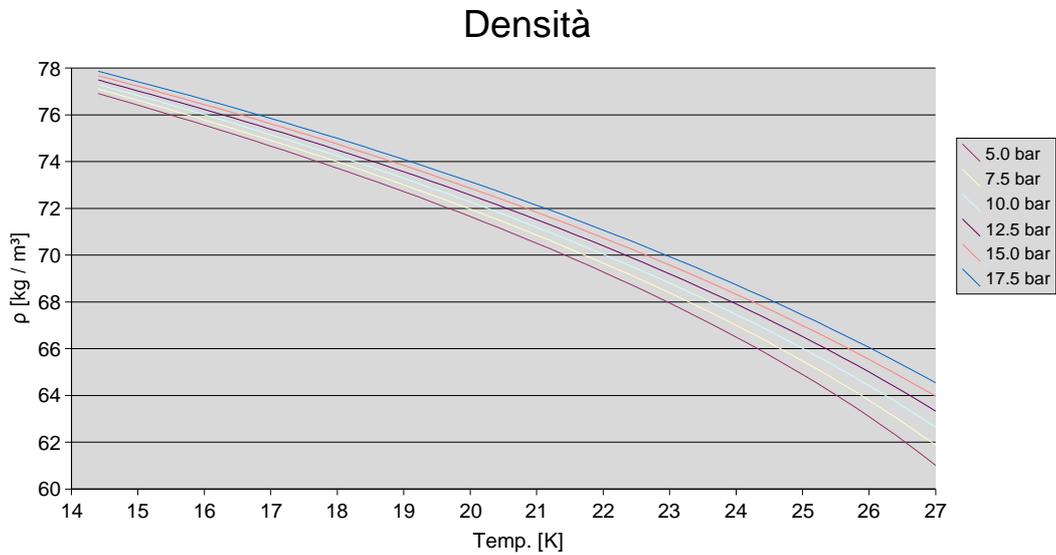


Fig. 4.1.3 Densità del para-idrogeno liquido.

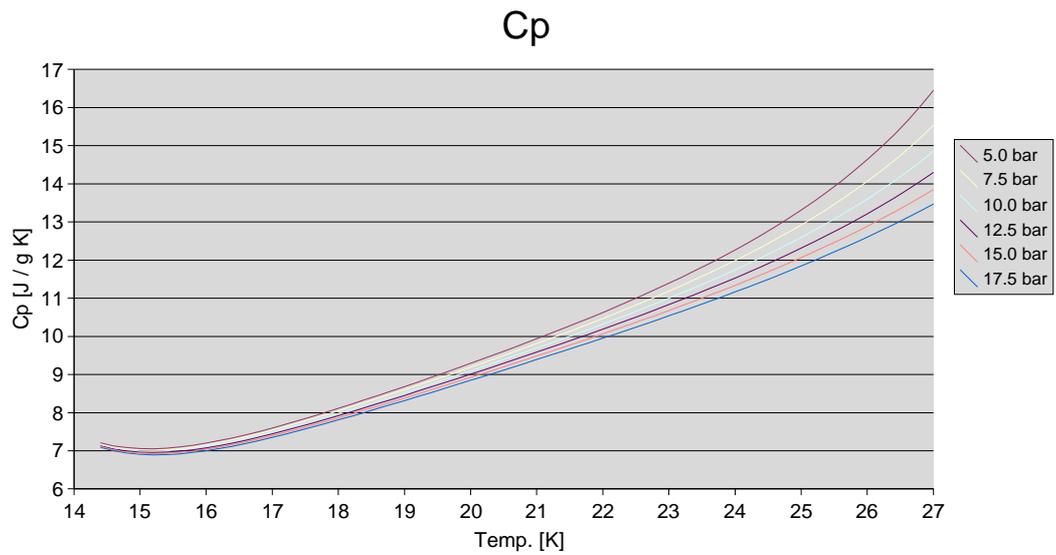


Fig. 4.1.4 Calore specifico pressione costante del para-idrogeno liquido.

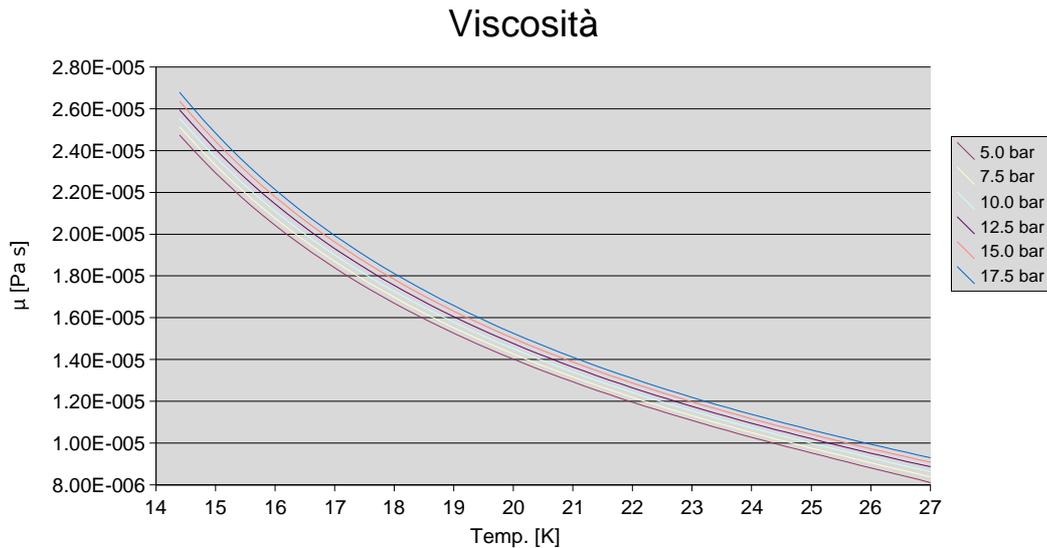


Fig. 4.1.5 Viscosità del para-idrogeno liquido.

#### 4.2 Progetto della linea con sezione anulare e tubo corrugato flessibile (dimensionamento di tentativo)

Il progetto della linea di trasporto di LH2 è stata effettuata tenendo conto che il dimensionamento della sezione superconduttiva (nella sezione 3) rende possibile l'adozione di un tubo corrugato flessibile solo utilizzando la soluzione a "treccia di conduttori". Pertanto, il codice di calcolo utilizzato per il dimensionamento della sezione della linea, in funzione della duplice funzione di trasporto di idrogeno liquido e di raffreddamento del cavo superconduttivo in MgB<sub>2</sub>, tiene conto sia della effettiva sezione anulare del tubo con la parte interna occupata dal cavo superconduttivo (tramite definizione del diametro idraulico equivalente  $D = D_2 - D_1$ ) sia della corrugazione del tubo necessaria ad ottenere una linea flessibile e quindi più facile da trasportare e mettere in posa (utilizzando per il fattore d'attrito la formula  $f_{corr} = 4 \cdot f_s$  dove  $f_s$  è il valore fornito dal diagramma di Colebrook per tubo perfettamente liscio [Nexans Cryoflex<sup>®</sup> Transfer Lines for Liquid Gases, catalogo 2003]).

Le specifiche da cui si è partiti per il progetto del circuito refrigerante sono le seguenti:

- Lunghezza totale della linea  $L = 10$  km.
- Diametro dell'anima del cavo superconduttivo:  $D_1 = 2$  cm.
- Temperatura di refrigerazione compresa fra 14.5 e 25 K.
- Pressione minima lungo la linea di 5 bar.
- Entrate termiche totali lungo la linea, comprendenti entrate termiche dall'ambiente esterno e potenza elettrica dissipata sul cavo superconduttivo:  $\dot{\lambda} = 2$  W/m. (dato plausibile ricavato in letteratura).
- Scabrezza del tubo  $\varepsilon = 0.045$  mm (valore tipico dell'acciaio lavorato).

Le formule di progetto per il calcolo della caduta di pressione e dell'incremento di temperatura lungo la linea sono le seguenti (i tratti rappresentano i valori medi):

- Caduta di pressione lungo la linea (formula di D'Arcy-Weisbach):

$$\frac{dp}{dz} = -f \frac{\bar{\rho} \bar{v}^2}{2D} = -f \frac{8 \bar{\rho} \bar{Q}^2}{\pi^2 D^5}, \quad D = D_2 - D_1 \quad (4.2.1)$$

- Incremento di temperatura lungo la linea:

$$\frac{dT}{dz} = f \frac{\bar{v}^2}{2\bar{c}_p D} + \frac{\dot{\lambda}}{\bar{\rho}\bar{c}_p\bar{Q}} \quad (4.2.2)$$

- Calcolo del fattore d'attrito (formula di Colebrook-White):

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left( \frac{\varepsilon/D}{3.71} + \frac{2.52}{N_{Re} \sqrt{f}} \right), \quad N_{Re} = \frac{\bar{\rho}\bar{v}D}{\bar{\mu}} \quad (4.2.3)$$

Per quanto riguarda i valori delle proprietà dell'idrogeno liquido, si sono utilizzati i valori medi calcolati fra le temperature di 14.5 e 25 K alla pressione di 10 bar:

- Densità  $\bar{\rho} = 72.23 \text{ kg/m}^3$ .
- Calore specifico a pressione costante  $\bar{c}_p = 9169 \text{ J/kg-K}$ .
- Viscosità  $\bar{\mu} = 1.570\text{e-}5 \text{ Pa-s}$ .

La velocità del flusso  $\bar{v}$  e la portata in volume  $\bar{Q}$  vanno considerate come valori medi, in quanto, essendo costante la portata in massa di idrogeno trasportato, esse variano al variare della densità.

Si noti che la (4.2.2) comprende due termini: il primo rappresenta l'incremento di temperatura a causa dell'attrito viscoso (responsabile della caduta di pressione), mentre il secondo rappresenta l'incremento di temperatura a causa dell'assorbimento dell'entrata termica  $\dot{\lambda}$  dall'ambiente esterno.

Per il calcolo del fattore d'attrito, la soluzione diretta della formula implicita di Colebrook-White (4.2.3) richiederebbe un metodo iterativo come ad esempio quello di Newton. In realtà è possibile ricorrere ad una delle varie formule esplicite approssimate disponibili in letteratura. Nei calcoli riportati è stata utilizzata la formula di Romeo-Royo-Monzon, che presenta un errore inferiore allo 0.05% su tutto l'intervallo di validità della formula di Colebrook-White ( $3.0\text{E}+03 \leq N_{Re} \leq 1.0\text{E}+08$ ;  $0 \leq \varepsilon/D \leq 0.05$ ).

C'è da notare che l'applicazione della (4.2.3) con valore di scabrezza  $\varepsilon = 0.045 \text{ mm}$  è ammissibile solo nel caso di tubo rigido in acciaio lavorato; nel caso di tubo flessibile corrugato (tipo Nexans Cryoflex<sup>®</sup>) il coefficiente d'attrito può essere calcolato ricorrendo alla teoria del tubo corrugato.

Il grafico a curve di livello di Fig. 4.2.1 mostra l'incremento di temperatura del criogeno lungo la linea espresso in K/km, calcolato mediante la (4.2.2) al variare della portata in volume circolante  $Q$  e del diametro esterno del condotto  $D_2$ . Si noti che, fissata una certa portata in volume, all'aumentare del diametro esterno l'incremento di temperatura diminuisce, fino però ad arrivare ad un valore limite. Per diametri elevati l'incremento di temperatura dipende quasi esclusivamente dalla portata circolante e non dal diametro stesso. Questi diagrammi permettono il dimensionamento di progetto della linea. La scelta di  $D_2 = 8 \text{ [cm]}$  e di  $Q = 4 \text{ [dm}^3/\text{s]}$  determina un incremento di temperatura lungo la linea di  $0.8 \text{ [K/km]}$ , una caduta di pressione di  $0.3 \text{ [bar/km]}$ , e una potenza di pompaggio richiesta per ogni linea di  $0.1 \text{ [kW}_{pv}/\text{km]}$ .

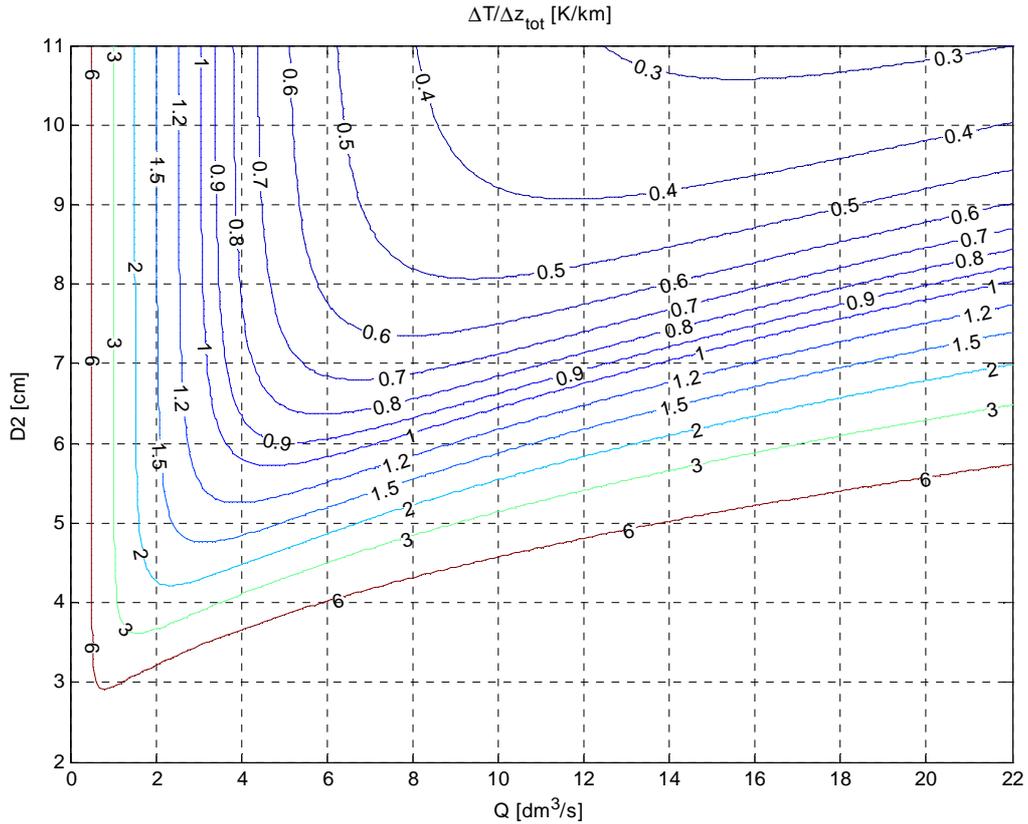


Fig. 4.2.1 Incremento di temperatura del criogeno lungo la linea (K/km).

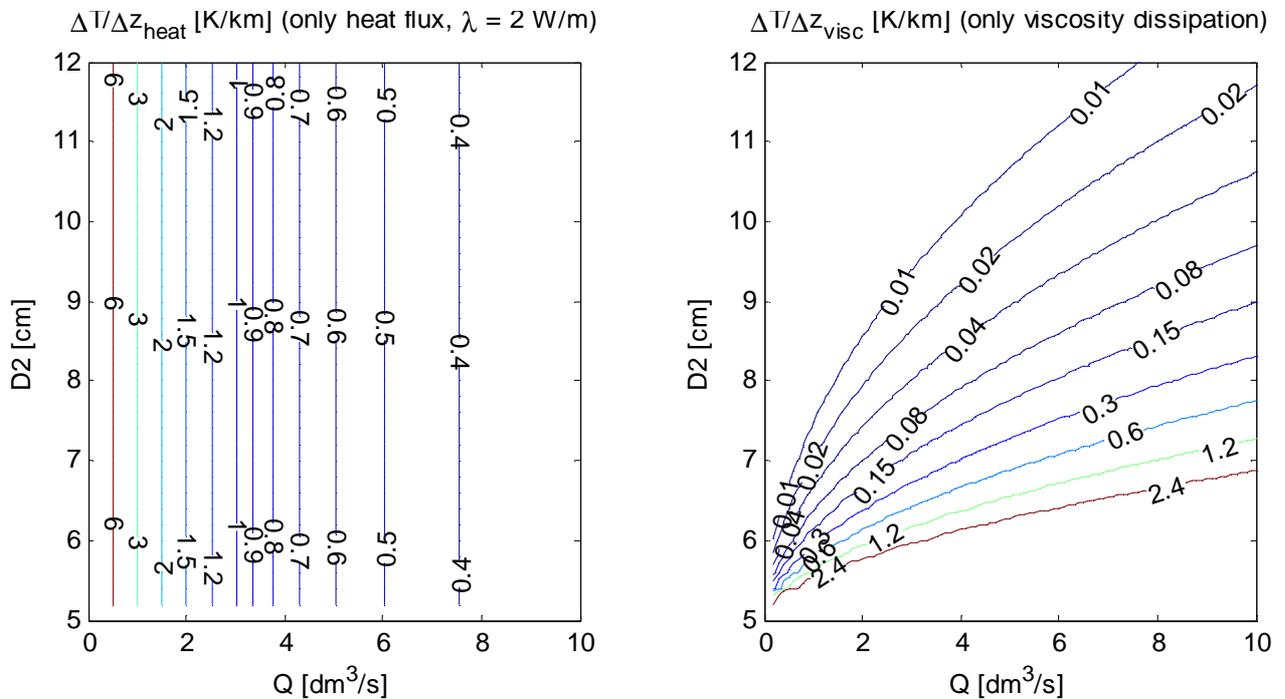


Fig. 4.2.2 Separazione dei due termini responsabili dell'incremento di temperatura del criogeno lungo la linea: entrate termiche (a sinistra) e dissipazione viscosa (a destra).

Per chiarire il motivo è utile separare i due termini responsabili dell'incremento di temperatura del criogeno lungo la linea, come mostrato in Fig. 4.2.2. Dall'equazione (4.2.2) si nota che il termine

relativo all'incremento di temperatura causato dalle entrate termiche  $\dot{\lambda}$  non dipende dal diametro. Il termine relativo alla dissipazione viscosa dipende invece dal diametro e, per una portata in volume assegnata, diminuisce come  $1/D^5$ . Quindi, per diametri elevati il termine relativo all'attrito viscoso diventa trascurabile, per cui l'incremento di temperatura risulta funzione della sola portata in volume.

Il grafico a curve di livello di Fig. 4.2.3 mostra la caduta di pressione del criogeno lungo la linea espresso in bar/km, calcolato mediante la (4.2.1) al variare della portata in volume circolante  $Q$  e del diametro esterno del condotto  $D_2$ . Fissata una certa portata in volume, all'aumentare del diametro esterno la caduta di pressione diminuisce come  $1/D^5$ .

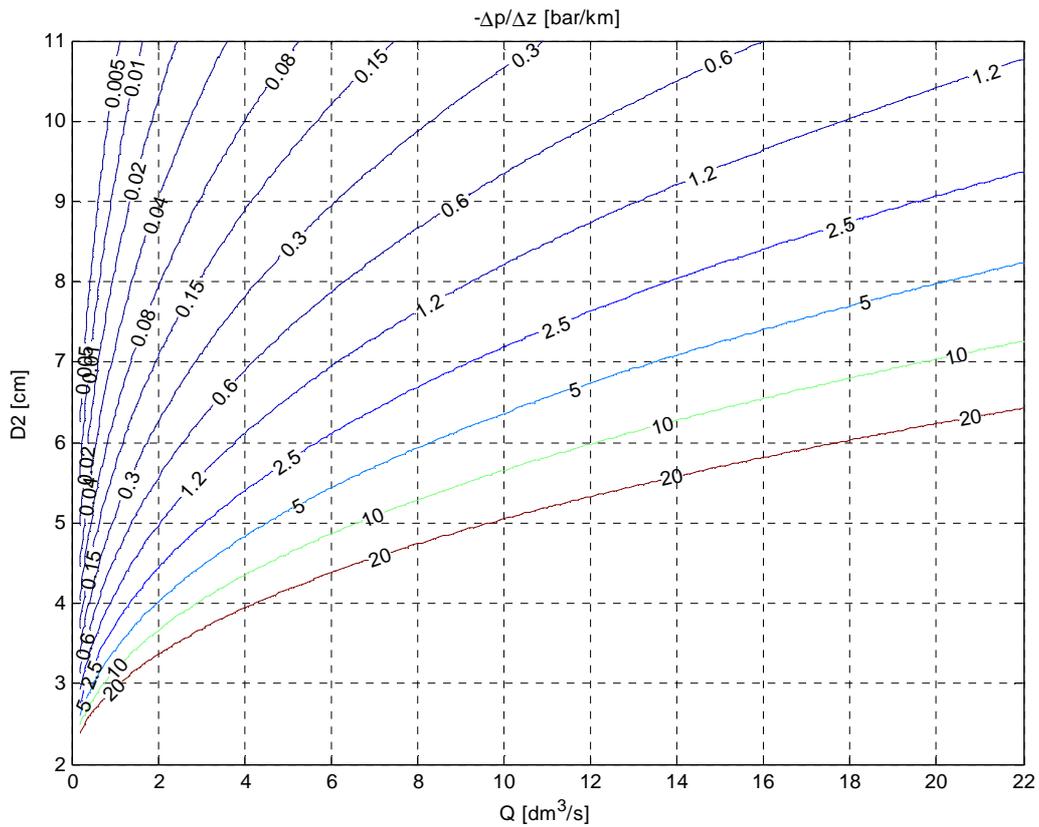


Fig. 4.2.3 Caduta di pressione del criogeno lungo la linea (bar/km).

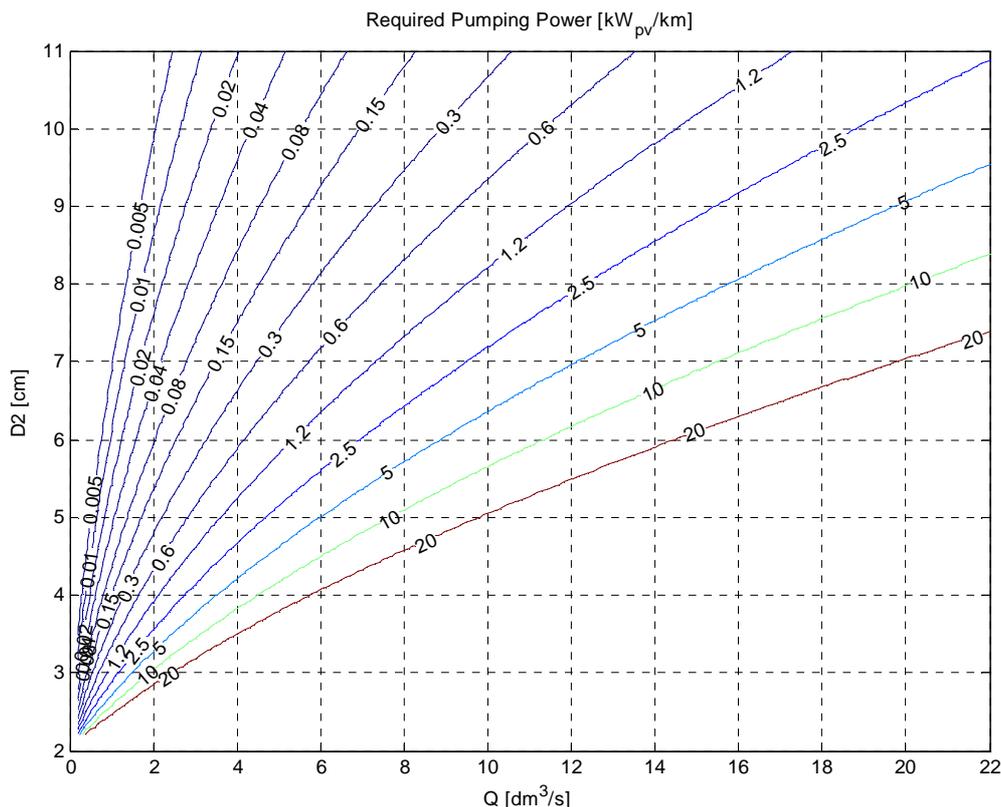


Fig. 4.2.4 Potenza di pompaggio richiesta per ogni linea [ $kW_{pv}/km$ ].

Utilizzando i diagrammi di Fig. 4.2.1 e 4.2.3 è possibile eseguire il dimensionamento di tentativo della tubazione. Con riferimento al grafico di Fig. 4.2.1, poiché la linea è lunga 10 km e l'escursione di temperatura ammissibile è di circa 10 K, occorre dimensionare il circuito in modo che l'incremento di temperatura lungo la linea sia inferiore ad 1 K/km. Occorre quindi scegliere valori di  $Q$  e  $D_2$  tali che il punto di lavoro risulti superiore alla curva di livello che indica l'incremento di 1 K/km. Con riferimento al grafico di Fig. 4.2.3, poiché la linea è lunga 10 km e l'escursione pressione di pressione ammissibile è di circa 12 bar, occorre dimensionare il circuito in modo che la caduta di pressione lungo la linea sia inferiore a 1.2 bar/km. Occorre quindi scegliere valori di  $Q$  e  $D_2$  tali che il punto di lavoro risulti superiore alla curva di livello che indica la caduta di pressione di 1.2 bar/km (non indicata in figura).

Si scelgono quindi i seguenti valori di tentativo:

- $Q = 4 \text{ dm}^3/\text{s}$ .
- $D_2 = 8 \text{ cm}$ .

In corrispondenza di tali valori, si ha:

- Incremento medio di temperatura lungo la linea di circa 0.85 K/km.
- Caduta media di pressione lungo la linea di circa 0.5 bar/km.

Un ulteriore grafico di progetto è riportato in Fig. 4.2.5. Avendo imposto la condizione di incremento massimo di temperatura lungo la linea di 1 [K/km], il grafico mostra in funzione di  $D_2$  e  $Q$  l'ingresso termico massimo ammissibile  $\lambda$  [W/m]. Dal grafico si vede che scegliendo un diametro esterno  $D_2 = 8$  [cm] è possibile mantenere l'incremento di temperatura all'interno del valore di specifica anche in presenza di ingressi termici molto superiori ai 2 [W/m] imposti come valore di rife-

rimonto per il tracciamento dei grafici precedenti. Facendo scorrere una portata di idrogeno liquido di circa 14 [dm<sup>3</sup>/s] la linea è in grado di assorbire ingressi termici fino a quasi 6 [W/m].

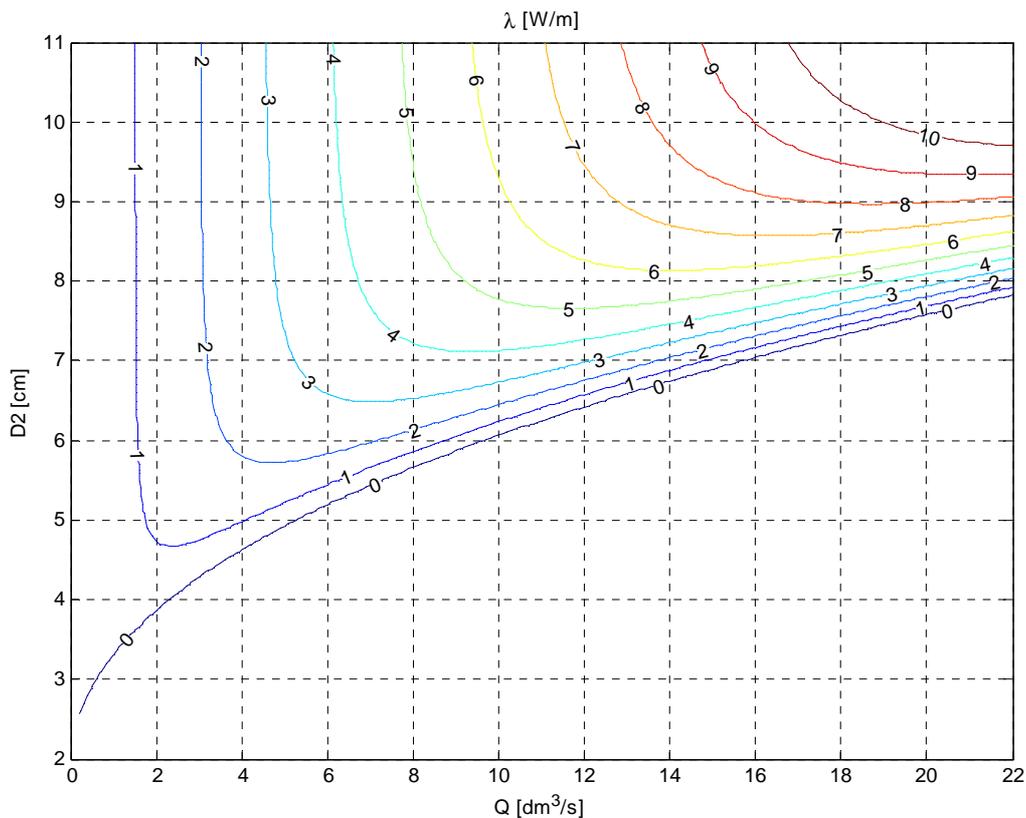


Fig. 4.2.5 Massimo ingresso termico ammissibile [W/m]

Una volta dimensionato il diametro interno ed esterno della linea, l'unica variabile su cui è possibile agire è la portata circolante  $Q$ . Durante il funzionamento la portata dovrà essere regolata in funzione degli ingressi termici  $\lambda$  [W/m]. È quindi utile avere uno strumento che permetta di stimare il comportamento della linea al variare degli ingressi termici e della portata fluente. I grafici riportati nelle Fig. da 4.2.6 a 1.8 rappresentano rispettivamente l'incremento di temperatura, la caduta di pressione, la potenza di pompaggio richiesta per ogni linea, e la potenza refrigerante richiesta per ogni linea al variare di  $\lambda$  e  $Q$  (per un dimensionamento della linea assegnato di  $D_1 = 2$  [cm] e  $D_2 = 8$  [cm]). Utilizzando questi diagrammi è possibile stimare quale sia la opportuna portata di ricircolo da regolare durante il funzionamento dell'impianto in base all'entità dell'ingresso termico.

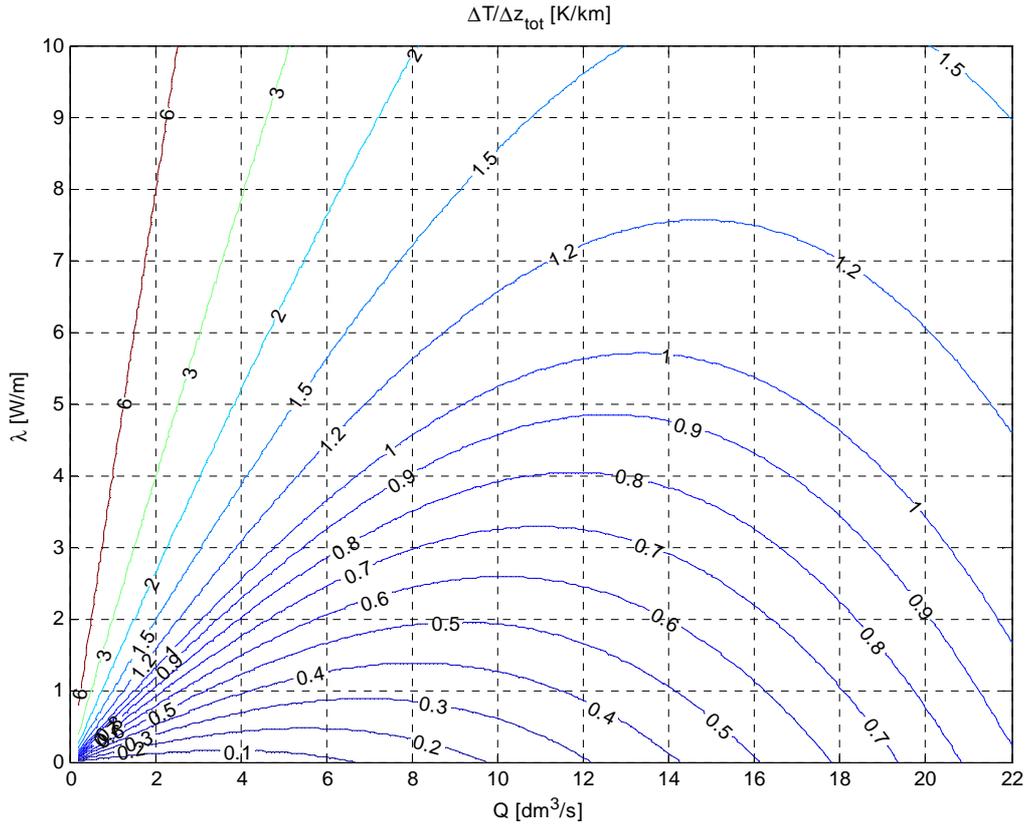


Fig. 4.2.6 Incremento di temperatura [K/km].

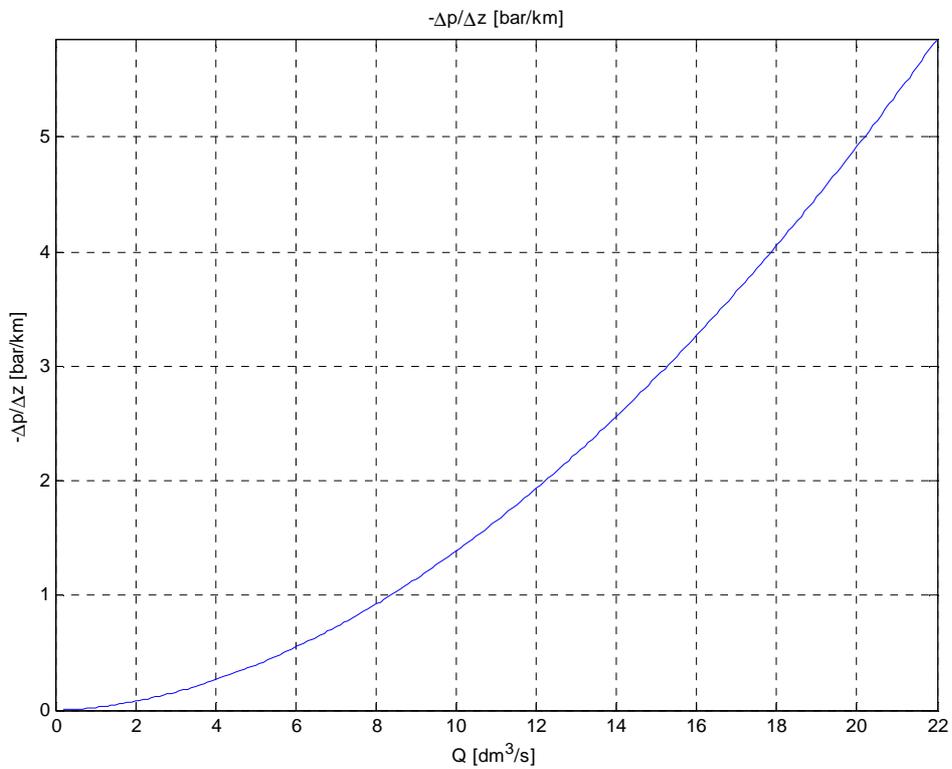


Fig. 4.2.7 Caduta di pressione [bar/km].

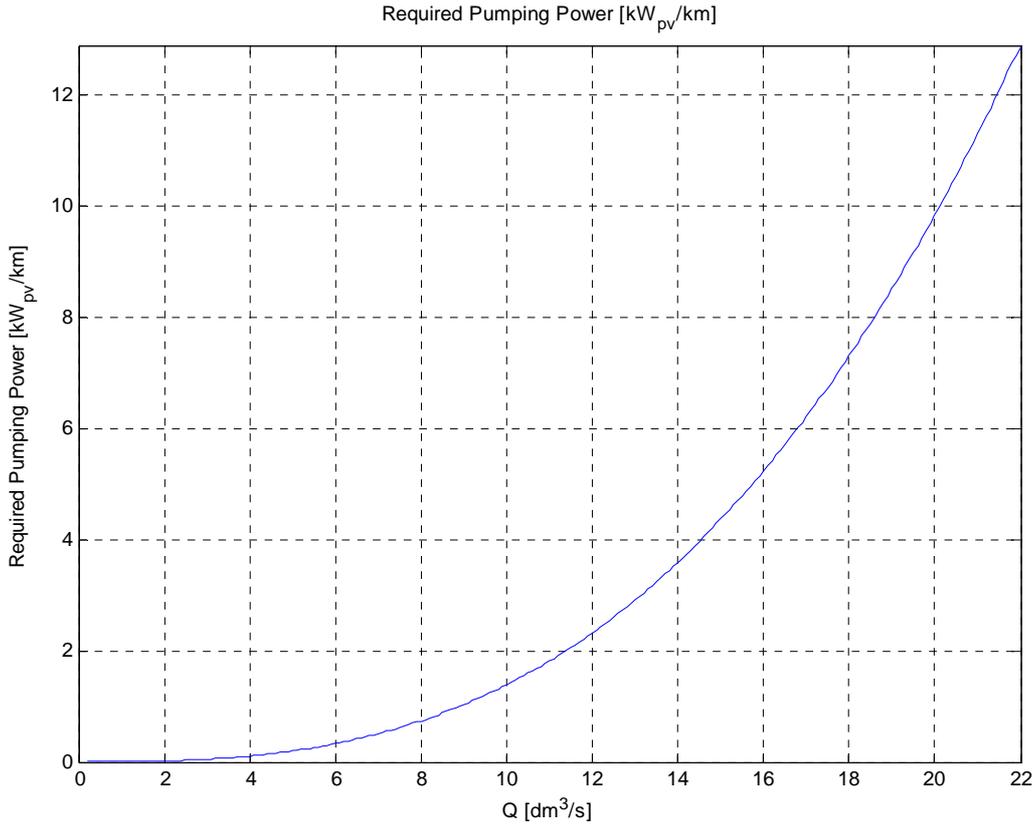


Fig. 4.2.8 Potenza di pompaggio richiesta per ogni linea [kW<sub>pv</sub>/km].

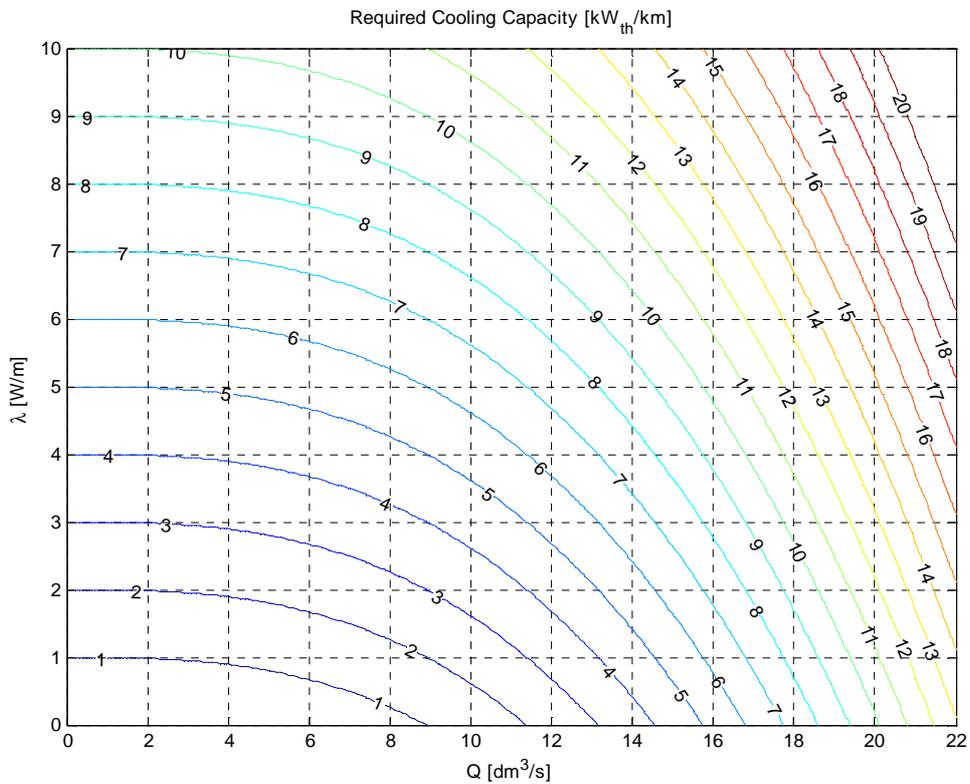


Fig. 4.2.9 Potenza refrigerante richiesta per ogni linea [kW<sub>th</sub>/km].

### 4.3 Verifica del dimensionamento del circuito di raffreddamento

I dati per la verifica del dimensionamento del circuito refrigerante sono i seguenti:

- Lunghezza totale della linea  $L = 10$  km.
- Diametro interno:  $D_1 = 5$  cm.
- Diametro esterno:  $D_2 = 8$  cm.
- Portata in volume in ingresso nella linea:  $Q_0 = 4$  l/s.
- Scabrezza del tubo  $\varepsilon = 0.045$  mm (tubo rigido in acciaio lavorato).
- Entrate termiche totali lungo la linea:  $\dot{\lambda} = 2$  W/m.
- Temperatura del criogeno in ingresso:  $T_0 = 15$  K.
- Pressione del criogeno in ingresso:  $p_0 = 12$  bar.

La verifica consiste nel controllare che (tenuto conto delle caratteristiche variabili dell'idrogeno) lungo la linea risultino ovunque rispettivamente le due condizioni seguenti:

- Temperatura del criogeno inferiore a 25 K.
- Pressione del criogeno maggiore di 5 bar.

Le formule di verifica per il calcolo della caduta di pressione e dell'incremento di temperatura lungo la linea sono le seguenti (sono indicate le dipendenze delle grandezze dalla pressione e dalla temperatura):

- Caduta di pressione lungo la linea (formula di D'Arcy-Weisbach):

$$\frac{dp}{dz}(z) = -f \frac{\rho(p,T)v(p,T)^2}{2D} = -f \frac{8\rho(p,T)Q(p,T)^2}{\pi^2 D^5} \quad [4.3.1]$$

- Incremento di temperatura lungo la linea:

$$\frac{dT}{dz}(z) = f \frac{v(p,T)^2}{2c_p(p,T)D} + \frac{\dot{\lambda}}{\rho(p,T)c_p(p,T)Q(p,T)} \quad [4.3.2]$$

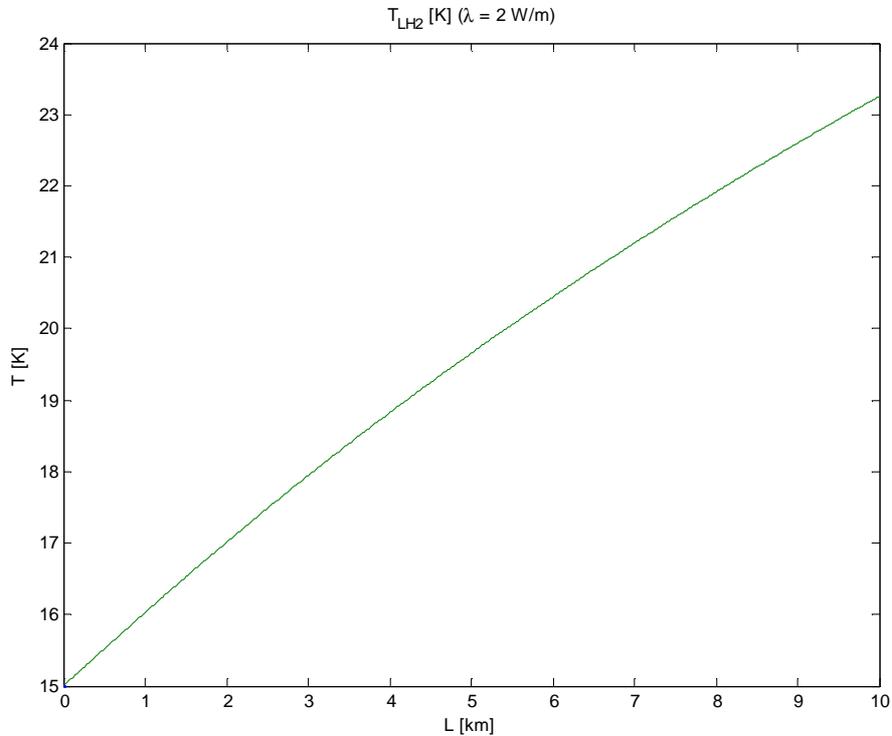
- Calcolo del fattore d'attrito (formula di Colebrook-White):

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left( \frac{\varepsilon/D}{3.71} + \frac{2.52}{N_{Re} \sqrt{f}} \right), \quad N_{Re} = \frac{\rho(p,T)v(p,T)D}{\mu(p,T)} \quad [4.3.3]$$

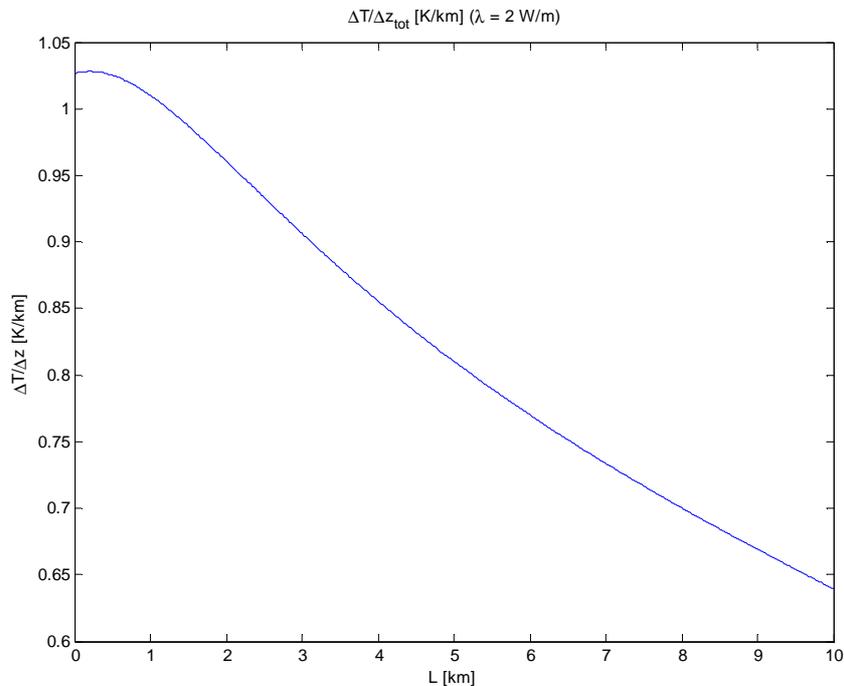
Il calcolo di verifica procede dividendo la linea in tratti  $dz$ , tali da poter trascurare la variazione delle proprietà dell'idrogeno sulla loro lunghezza. Per ogni tratto  $dz$  il processo di calcolo si articola nelle seguenti fasi:

- Note la pressione  $p_{in}$  e la temperatura  $T_{in}$  in ingresso nel tratto considerato, si calcolano  $\rho$ ,  $c_p$  e  $\mu$  dell'idrogeno liquido mediante l'interpolazione di dati tabulati per temperature e pressioni comprese rispettivamente fra 14.4 e 27 K e fra 5 e 17.5 bar.
- Data la portata in massa circolante nella linea ( $\dot{m} = \rho_0 Q_0$ ), si calcola la portata in volume e la velocità del flusso nel tratto considerato:  $Q = \dot{m} / \rho$ ,  $v = 4Q / \pi(D_2^2 - D_1^2)$ .
- Si calcola il fattore d'attrito mediante formula esplicita approssimata di Romeo-Royo-Monzon.
- Si ricavano la caduta di pressione e l'incremento di temperatura lungo il tratto rispettivamente mediante la [4.3.1] e la [4.3.2].
- Si determinano la pressione  $p_{out}$  e la temperatura  $T_{out}$  dell'idrogeno in uscita dal tratto considerato, e si ripete il ciclo di calcolo per il tratto successivo.

Il grafico di Fig. 4.3.1 mostra l'andamento della temperatura dell'idrogeno lungo la linea (non lineare a causa della variazione delle proprietà dell'idrogeno). La temperatura massima alla fine della linea è di circa 23.3 K (valore ammissibile). In Fig. 4.3.2 è mostrato l'andamento dell'incremento di temperatura lungo la linea espresso in K/km. Il valore medio è in accordo con la stima di 0.85 K/km ricavata in fase di dimensionamento del condotto.

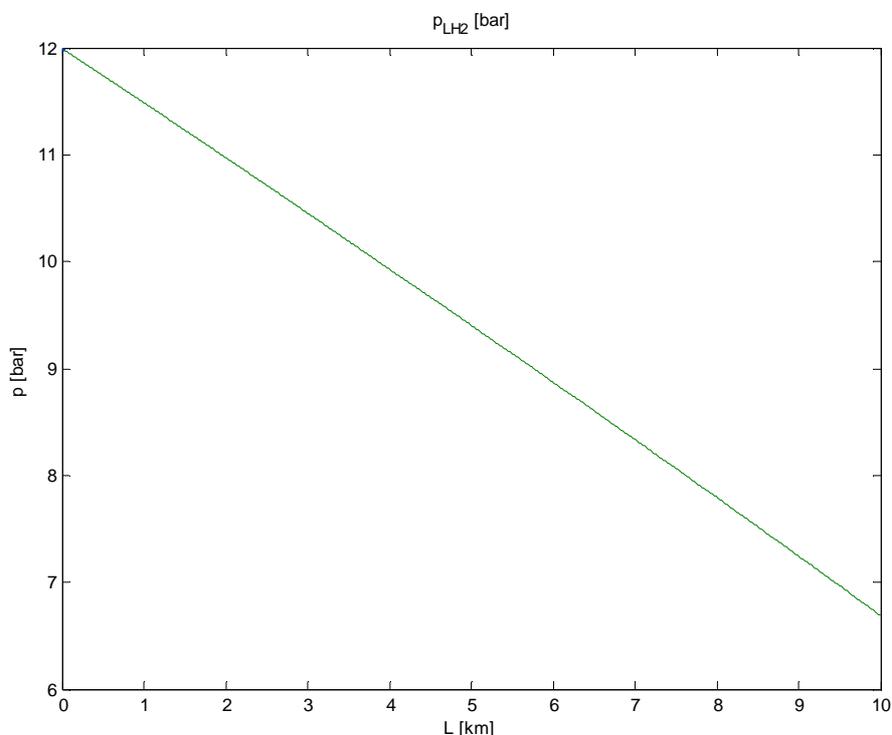


*Fig. 4.3.1 Temperatura dell'idrogeno liquido lungo la linea.*

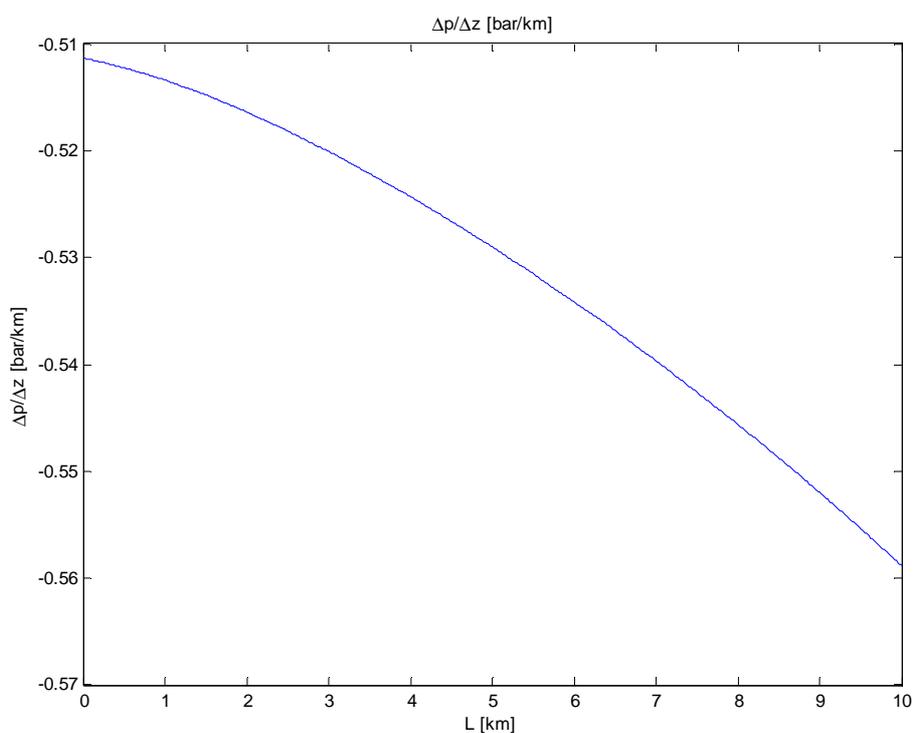


*Fig. 4.3.2 Incremento di temperatura dell'idrogeno liquido lungo la linea (K/km).*

Il grafico di Fig. 4.3.3 mostra l'andamento della pressione dell'idrogeno lungo la linea (non lineare a causa della variazione delle proprietà dell'idrogeno lungo la linea). La pressione minima alla fine della linea è di circa 6.7 bar (valore ammissibile). In Fig. 4.3.4 è mostrato l'andamento della caduta di pressione lungo la linea espressa in bar/km. Il valore medio è in accordo con la stima di 0.5 bar/km ricavata in fase di dimensionamento del condotto.



*Fig. 4.3.3 Pressione dell'idrogeno liquido lungo la linea.*



*Fig. 4.3.4 Caduta di pressione dell'idrogeno liquido lungo la linea (K/km).*

In definitiva i calcoli di verifica forniscono:

- Temperatura dell'idrogeno liquido all'uscita della linea:  $T_{out} = 23.3$  K.
- Pressione dell'idrogeno liquido all'uscita della linea:  $p_{out} = 6.7$  bar.

Questi valori rientrano nei limiti ammissibili sia per il mantenimento in fase liquida del para-idrogeno che per il funzionamento del cavo superconduttivo in  $MgB_2$ . Il dimensionamento di tentativo con portata in volume  $Q = 4$  l/s e diametro esterno  $D_2 = 8$  cm risulta quindi verificato.

#### **4.4 Progetto del sistema di ricircolo dell'idrogeno liquido**

Il progetto del cavo superconduttivo adotta la soluzione monofase a dielettrico caldo. Per la trasmissione della potenza elettrica in corrente continua sono quindi necessari due cavi distinti, ciascuno avente circuito di refrigerazione dimensionato secondo i valori sopra esposti. Se l'idrogeno scorre sulle due tubazioni nella stessa direzione (dalla zona di produzione verso la zona di distribuzione) è quindi necessario assicurare continuamente la produzione di una portata minima di idrogeno liquido di 8 l/s.

Per valutare la potenza elettrica necessaria a produrre una tale portata di idrogeno liquido, si consideri la conversione totale di una potenza elettrica di riferimento pari a 50 MW. Considerando le seguenti efficienze, ricavate in letteratura:

- efficienza del generatore elettrolitico di idrogeno: 4.1 kWh/Nm<sup>3</sup>\_GH2,
- efficienza del liquefattore di idrogeno: 12.5 kWh/kg\_LH2,

si determina una portata di idrogeno liquido prodotta pari a circa 3.37 l/s. Quindi per poter assicurare continuamente una portata di 8 l/s sarebbe necessario dimensionare il sistema in modo che anche nelle condizioni di minima disponibilità energetica da fonte rinnovabile una potenza elettrica di almeno 120 MW fosse interamente destinata alla produzione di idrogeno liquido.

Per risolvere questo problema, si è scelto di utilizzare un sistema di ricircolo dell'idrogeno liquido fra due serbatoi, uno posto a monte (stazione di produzione) e uno a valle (stazione di distribuzione). Sui due cavi l'idrogeno scorre in senso contrario; in questo modo è possibile svincolare la portata circolante nei 2 condotti dalla portata netta distribuita a valle (pari alla differenza fra portata di andata e quella di ritorno). Si ha quindi, indicando con  $Q_{min}$  la portata minima necessaria al raffreddamento del cavo e con  $Q_{trasp}$  la portata netta trasportata da monte a valle:

- Portata circolante sul condotto di andata:  $Q_{andata} = Q_{min} + Q_{trasp}$ ,
- Portata circolante sul condotto di ritorno:  $Q_{ritorno} = Q_{min}$ .

Adottando questa soluzione, è possibile garantire il raffreddamento della linea indefinitamente anche nei periodi in cui la produzione di idrogeno è nulla, a condizione che sia disponibile la potenza elettrica necessaria al solo raffreddamento dell'idrogeno in circolo e al funzionamento delle pompe.

Si considerino i seguenti dati:

- Portata circolante su ciascun condotto:  $Q_{andata} = Q_{ritorno} = Q = 4$  [l/s].
- Caduta di pressione totale lungo un condotto:  $\Delta p = 5.3$  [bar].
- Entrate termiche totali sulla linea:  $P_{term} = 10000$  [m]  $\cdot$  2 [W/m]  $\cdot$  2 = 40 [kW].
- Coefficiente di prestazione dei cryocooler:  $COP = 0.2 \cdot COP_{Carnot} = 0.01$ .

Si ricava:

- Potenza richiesta per il pompaggio (e dissipata in calore):  $P_{pomp} = Q \cdot \Delta p \cdot 2 = 4.24$  [kW].

- Potenza richiesta dai cryocooler:  $P_{\text{cryo}} = (P_{\text{term}} + P_{\text{pomp}}) / \text{COP} = 4424 \text{ [kW]}$ .
- Potenza totale minima da garantire per il mantenimento della linea:  
 $P_{\text{min}} = P_{\text{pomp}} + P_{\text{cryo}} \approx 4.5 \text{ [MW]}$ .

A questo valore vanno aggiunti i contributi derivanti dalle entrate termiche nei due serbatoi di stoccaggio a monte e a valle, e la potenza richiesta da eventuali ulteriori ausiliari (sistema di controllo e monitoraggio ecc...).

Si può quindi concludere che la potenza minima da garantire in modo continuativo per il funzionamento della linea è di circa 5 MW. Nei momenti in cui sia disponibile una potenza da fonti rinnovabili maggiore, sarà possibile trasmettere interamente la quota eccedente direttamente alla rete elettrica oppure sotto forma di idrogeno liquido, a seconda delle esigenze e delle strategie di controllo.

#### 4.5 Dimensionamento dell'isolamento termico

La potenza totale criogenica nominale richiesta all'impianto a regime (cioè escludendo la fase di raffreddamento iniziale) è di 2.3 W/m. Per garantire la suddetta capacità criogenica è necessario dimensionare il superisolamento, costituito da strati di MLI (multilayer insulation) sotto alto vuoto. La Fig. 4.5.1 mostra la struttura della linea di trasmissione. Il calcolo del profilo di temperatura radiale è essenziale per la valutazione degli ingrassi termici dall'ambiente, che sono la ragione preponderante per la potenza totale criogenica nominale richiesta.

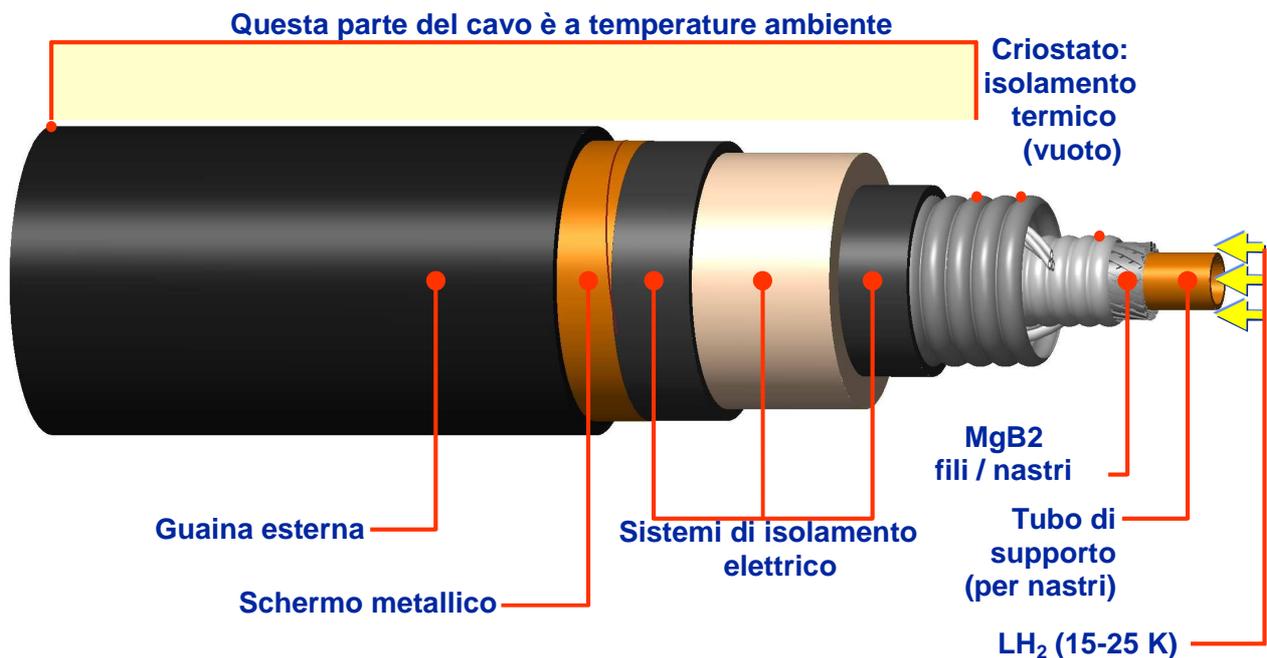


Fig. 4.5.1 Struttura della linea di trasmissione.

È stato sviluppato un codice per il calcolo dell'ingresso termico attraverso vari strati di materiali differenti come acciaio, strati di vuoto con supporti plastici, strati di MLI. Il programma è in grado di calcolare l'ingresso termico partendo dai seguenti dati:

- raggio interno (40 mm);
- spessore del tubo interno in acciaio (1 mm);
- spessore del primo strato di vuoto (6 mm);
- spessore totale degli strati MLI (20 mm);

- spessore del secondo strato di vuoto (2 mm);
- spessore del tubo esterno in acciaio (1 mm);
- numero di strati MLI (24, corrispondente a una densità di 12 strati/cm);
- temperatura interna (15 K);
- temperatura esterna (320 K);

In generale in stato di vuoto spinto si può trascurare la quota di calore trasmessa per convezione rispetto a quella dovuta all'irraggiamento e alla conduzione. Le formule utilizzate per il calcolo di questi due contributi sono le seguenti [H. Neumann, *Concept for thermal insulation arrangement within a flexible cryostat for HTS power cables*, Cryogenics 44, pp. 93-99.]:

$$Q_{rad\ i,i+1} = \frac{\sigma}{\frac{1}{\varepsilon_i} + \frac{1}{\varepsilon_{i+1}} - 1} \cdot (T_{i+1}^4 - T_i^4) \cdot (1-f) \cdot A_i$$
$$Q_{cond\ i,i+1} = \frac{\lambda_{i,i+1}}{s_{i,i+1}} \cdot (T_{i+1} - T_i) \cdot f \cdot C \cdot A_i$$

dove  $f$  è un coefficiente che rappresenta per ogni strato di materiale considerato il rapporto tra la quota parte del calore scambiato per conduzione rispetto a quello per irraggiamento, mentre  $C$  è un coefficiente empirico che tiene conto della resistenza termica di contatto. In particolare i valori di  $f$  e di  $C$  utilizzati per i vari strati considerati sono i seguenti:

- strati di acciaio (pareti dei tubi interno ed esterno):  $f=1$   $C=1$ ;
- strati di vuoto (con supporti in vetroresina):  $f=0.008$   $C=0.05$ ;
- strati MLI:  $f=0.01$   $C=0.02$ ;

Le proprietà dei materiali, in particolare la emittività degli strati alluminati degli MLI e la conduttività termica di acciaio, vetroresina epossidica, e strati di mylar, sono calcolate in funzione dell'effettiva temperatura dello strato considerato per mezzo di formule empiriche [*Handbook of cryogenic engineering*, Taylor&Francis, Filadelfia, 1998].

Il calcolo procede per cicli iterativi, imponendo un certo calore fluente e trovando in base ad esso la distribuzione di temperatura dei vari strati a partire dalla temperatura della parete interna (assegnata) verso la parete esterna. A seconda che la temperatura esterna calcolata sia superiore o inferiore alla temperatura ambiente assegnata, si procede con un nuovo ciclo di calcolo scegliendo un diverso calore di  $Q$ . Il calcolo si interrompe quando la temperatura calcolata per la parete esterna coincide con quella ambientale imposta a meno di un certo errore specifico (0.1%).

Il risultato di calcolo è stato un flusso termico entrante di circa 0.5 [W/m]. Tale valore va considerato con cautela, stanti le notevoli difficoltà che si hanno nella stima del comportamento termico degli strati MLI. Infatti è risaputo che anche piccoli difetti di fabbricazione o irregolarità (soprattutto con riferimento alla disposizione degli strati sulle sezioni tagliate, con possibilità di contatto diretto fra strati diversi) possono allontanare notevolmente le loro prestazioni dai valori attesi. Risulta comunque possibile affermare che con una progettazione dello strato di isolamento termico come quella proposta sia sicuramente possibile raggiungere valori di entrate termiche pari ai 2 [W/m] considerati in fase di progetto del circuito di raffreddamento. In Fig. 4.5.1 è mostrato l'andamento della temperatura sulle varie sezioni (tubo interno in acciaio, primo strato di vuoto, 24 strati MLI, secondo strato di vuoto, tubo esterno in acciaio).

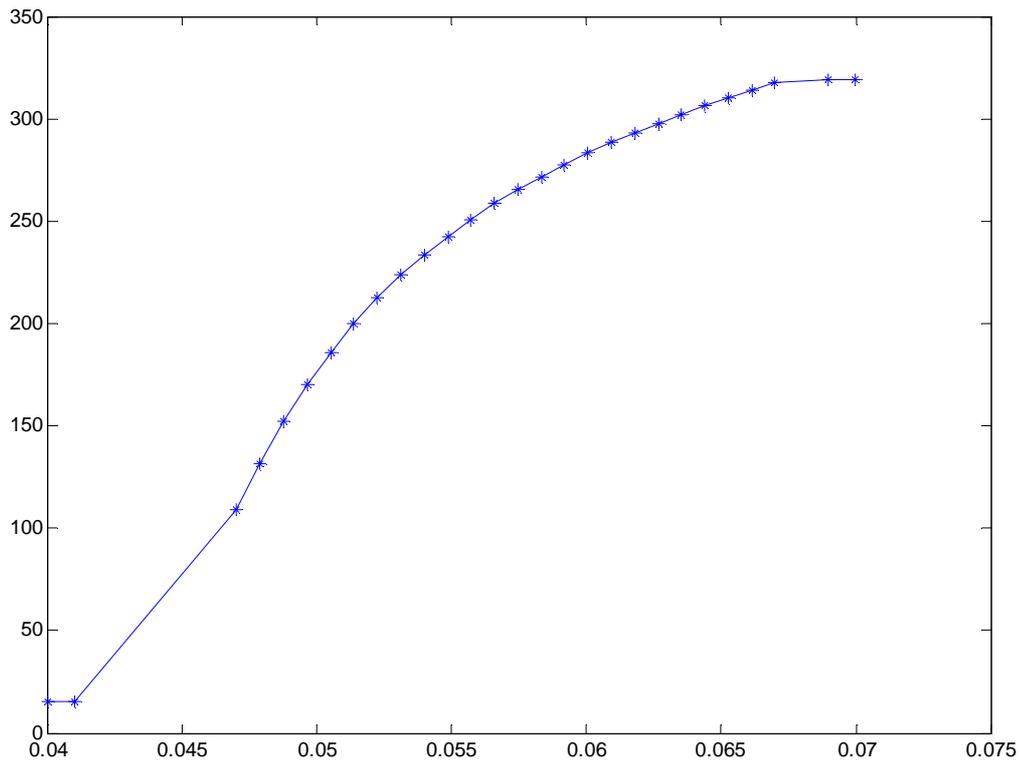


Fig. 4.5.1 Incremento di temperatura attraverso lo strato di isolamento termico.

## 4.6 Calcolo delle perdite di idrogeno per permeazione attraverso la parete metallica interna

### 4.6.1 Diffusività e permeabilità

Le dimensioni atomiche dell'idrogeno sono talmente piccole da consentire una notevole permeazione attraverso il reticolo cristallino di molti materiali, fra cui l'acciaio. Occorre quindi stimare le perdite per permeazione attraverso la superficie interna della linea, soprattutto perché esse determinano una diminuzione del grado di vuoto presente nell'intercapedine di isolamento termico. A seconda della quantità di idrogeno uscente sarà possibile determinare se sia necessario o meno prevedere periodiche operazioni di pompaggio per ristabilire il grado di vuoto necessario all'isolamento termico.

Il fenomeno della diffusione è determinato dalla sovrapposizione macroscopica degli innumerevoli spostamenti che avvengono a livello microscopico a causa dell'agitazione termica delle particelle. La presenza di un gradiente di concentrazione determina un flusso di particelle dalla regione a maggiore concentrazione verso quella a minore concentrazione. La prima legge di Fick fornisce la relazione fra gradiente di concentrazione e flusso di particelle per sistemi non reagenti:

$$\mathbf{j} = -D \text{grad}(c), \quad (4.6.1.1)$$

dove  $\mathbf{j}$  è il flusso specifico di particelle (mol/s-m<sup>2</sup>),  $c$  è la concentrazione molare, e  $D$  è il coefficiente di diffusività (m<sup>2</sup>/s). La dipendenza del coefficiente di diffusività dalla temperatura è espressa dalla legge di Arrhenius  $D = D_0 \exp(-Q_D / RT)$  dove  $Q_D$  è l'energia di attivazione.

L'equazione di continuità è espressa dalla seconda legge di Fick, valida anch'essa per sistemi non reagenti:

$$\frac{\partial c}{\partial t} = -\text{div}(\mathbf{j}) = D \Delta c, \quad (4.6.1.2)$$

dove  $\Delta$  è l'operatore laplaciano.

Si consideri la parete interna di acciaio della linea come un serbatoio cilindrico infinitamente lungo, avente raggio interno  $r_{in}$ , raggio esterno  $r_{out}$  e spessore di parete  $r_{out} - r_{in}$ . Scrivendo la seconda legge di Fick in coordinate cilindriche e considerando che per la simmetria assialsimmetrica  $c = c(r)$  si ha:

$$\frac{\partial c}{\partial t} = D \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial c}{\partial r} \right). \quad (4.6.1.3)$$

In regime stazionario sarà  $\partial c / \partial t = 0$  per cui integrando due volte si ottiene che attraverso la parete la concentrazione di idrogeno deve avere andamento logaritmico:

$$c(r) = A \ln(r) + B. \quad (4.6.1.4)$$

Note le concentrazioni molari  $c_{in}$  e  $c_{out}$  rispettivamente sugli ultimi strati di parete interni ed esterni è possibile ricavare le costanti di integrazione e l'espressione di  $c(r)$ :

$$c(r) = \frac{c_{in} \ln\left(\frac{r_{out}}{r}\right) + c_{out} \ln\left(\frac{r}{r_{in}}\right)}{\ln\left(\frac{r_{out}}{r_{in}}\right)}. \quad (4.6.1.5)$$

Applicando la prima legge di Fick è possibile calcolare il flusso specifico:

$$\mathbf{j}(r) = -D \frac{\partial c}{\partial r} \hat{u}_r = D \frac{c_{in} - c_{out}}{\ln\left(\frac{r_{out}}{r_{in}}\right)} \frac{1}{r} \hat{u}_r. \quad (4.6.1.6)$$

Infine moltiplicando scalarmene per superficie totale di parete orientata in verso uscente si ottiene il flusso totale uscente:

$$J_{usc} = 2\pi L D \frac{c_{in} - c_{out}}{\ln\left(\frac{r_{out}}{r_{in}}\right)}. \quad (4.6.1.7)$$

Per il calcolo della concentrazione di idrogeno sulle facce interna e esterna è possibile utilizzare la legge di Sieverts, valida per sistemi non reagenti:

$$S = K \sqrt{p}, \quad (4.6.1.8)$$

in cui nel nostro caso la solubilità  $S$  coincide con la concentrazione molare dell'idrogeno sulla parete metallica,  $K$  è la costante di equilibrio e  $p$  è la pressione.

Si definisce poi permeabilità [mol/s-m-√Pa]:

$$P^* = D K = \frac{D S}{\sqrt{P}}, \quad (4.6.1.9)$$

La dipendenza della permeabilità  $P^*$  dalla temperatura è espressa, come per la diffusività  $D$ , dalla legge di Arrhenius  $P^* = P_0^* \exp(-Q_P / RT)$  dove  $Q_P$  è l'energia di attivazione. La (4.6.1.6) può essere riscritta in termini di permeabilità e pressioni all'interfaccia. Infatti applicando la legge di Sievert e la definizione di permeabilità si ha:

$$D (c_{in} - c_{out}) = D K (\sqrt{p_{in}} - \sqrt{p_{out}}) = P^* (\sqrt{p_{in}} - \sqrt{p_{out}}), \quad (4.6.1.10)$$

per cui la (4.6.1.6) può essere riscritta come:

$$J_{usc} = 2\pi L P^* \frac{\sqrt{p_{in}} - \sqrt{p_{out}}}{\ln\left(\frac{r_{out}}{r_{in}}\right)}. \quad (4.6.1.11)$$

#### 4.6.2 Dimensionamento dello spessore di parete e calcolo del flusso permeante

Un tipico acciaio inossidabile austenitico come ad esempio l'AISI 304 (DIN X5CrNi198) presenta un valore minimo della resistenza a rottura di 490 [Mpa]. Lo standard ISO 13985, relativo alla progettazione di serbatoi per idrogeno liquido, consiglia di utilizzare un valore di tensione ammissibile pari al 25% della resistenza a rottura. Considerata quindi una  $\sigma_{am} = 120$  [Mpa], un diametro di tubazione  $D = 10$  cm, una pressione interna  $P = 24$  [bar] (maggiorato per tenere conto di altre possibili sollecitazioni), si ottiene uno spessore di parete:

$$s = \frac{P D}{2 \sigma_{am}} = 1 \text{ [mm]}. \quad (4.6.2.1)$$

In letteratura sono disponibili i valori della permeabilità dell'idrogeno attraverso molti acciai (in termini di  $P_0^*$  e  $Q_P$ ), ricavati a temperature ambiente o superiori. In mancanza di dati specifici, si suppone che l'espressione della legge di Arrhenius si estendibile fino alle temperature criogeniche. Stanti queste incertezze, si sceglie di calcolare il valore della permeabilità alla temperatura di 100 [K]. Vista la forma esponenziale della legge di Arrhenius, ciò si traduce in una sovrastima di molti ordini di grandezza rispetto a quanto risulterebbe considerando la temperatura effettiva di 30 [K]. Inoltre, i valori sperimentali utilizzati sono quelli relativi alla permeabilità dell'idrogeno in Fe- $\alpha$ , che risultano superiori a quelli tipici di acciai legati austenitici. Infatti distorsioni e difetti reticolari agiscono da trappole per gli atomi di idrogeno, riducendone la mobilità e quindi la permeabilità.

I valori per l'idrogeno in Fe- $\alpha$  sono i seguenti [P. Jung, *Compositional variation of hydrogen permeability in ferritic alloys and steels*, Journal of Nuclear Materials 238, 1996, pp. 189-197.]:  $P_0^* = 4.2 \cdot 10^{-8}$  [mol<sub>H<sub>2</sub></sub> / m s √Pa],  $Q_P = 35.15$  [kJ/mol<sub>H<sub>2</sub></sub>]. In base a questi dati si ottiene la permeabilità a 100 [K]:

$$P^* = P_0^* \exp(-Q_P / RT) = 1.833 \cdot 10^{-26} \text{ [mol}_{H_2} \text{ / m s } \sqrt{\text{Pa}} \text{]}. \quad (4.6.2.2)$$

Fatte le seguenti ipotesi:

- $p_{in} = 20$  [bar];
- $p_{out} = 0$  [bar];
- $r_{in} = 40$  [mm];
- $r_{out} = 41$  [mm];

- $L = 1$  [km];

applicando la (10) si ottiene una portata permeante uscente  $J_{mol} = 6.60 \cdot 10^{-18}$  [mol/s km].

Infine, supponendo che in corrispondenza della pompa a vuoto di espulsione l'idrogeno possa raggiungere la temperatura massima di 65 [°C] alla pressione di  $10^{-10}$  [torr] (limite inferiore per una pompa turbomolecolare), si ricava una densità minima alla pompa  $\rho_{H_2} = 4.742 \cdot 10^{-15}$  [mol/dm<sup>3</sup>], e quindi una portata in volume uscente massima  $J_{vol} = 1.4 \cdot 10^{-3}$  [dm<sup>3</sup>/s km]. Questo risultato è stato ottenuto considerando una parete liscia cilindrica perfetta. In realtà la parete del tubo è corrugata (e quindi a superficie maggiore) ed inoltre presenta una linea di saldatura.

#### 4.6.3 Calcolo del tempo di mantenimento del vuoto spinto

Supponendo che tutto l'idrogeno permeato presente nella sezione di isolamento termico sia ad elevata temperatura (ipotesi cautelativa sulla pressione) è possibile utilizzare la legge dei gas perfetti come equazione di stato:

$$pV = n R_0 T . \quad (4.6.3.1)$$

dove  $V$  è il volume totale occupato,  $n$  il numero di moli presenti e  $R_0 = 8.3143$  J/molK la costante universale dei gas.

Per una data temperatura, il rapporto  $p/n$  è costante. Fissata una pressione massima ammissibile in base alle esigenze di funzionamento degli strati isolanti MLI, è quindi assegnato il numero massimo di moli  $n_{max}$ , per cui è possibile ricavare il tempo di permanenza del vuoto spinto come:

$$t_{vacuum} = \frac{n_{max} - n_0}{J_{mol}} = \frac{V}{R_0 T} \cdot \frac{p_{max} - p_0}{J_{mol}} . \quad (4.6.3.2)$$

Considerando per  $V$  il solo spazio libero esterno agli strati MLI, una temperatura di 65 [°C], una portata molare  $J_{mol} = 6.60 \cdot 10^{-18}$  [mol/s km], una pressione iniziale  $p_0 = 10^{-7}$  [torr] e una pressione massima per il buon funzionamento degli strati MLI  $p_{max} = 10^{-5}$  [torr] si ottiene un tempo di mantenimento del vuoto spinto di  $1.79 \cdot 10^{11}$  [s], corrispondente a centinaia di anni.

Ciò significa che, anche tenendo conto di possibili maggiorazioni della portata uscente dati dalla corrugazione del tubo o da saldature, la permeazione di idrogeno attraverso la parete in acciaio del tubo interno non è tale da influire sul grado di vuoto nello strato di isolamento termico anche su lunghi periodi. In ogni caso sarà necessario monitorare periodicamente la pressione interna ed eventualmente ripristinare il grado di vuoto originario per mezzo di una pompa turbomolecolare per far fronte ad eventuali entrate attraverso guarnizioni, giunzioni e valvole.

## 5. STUDIO DEL SISTEMA DI DIAGNOSTICA E PROTEZIONE

### 5.1 Il sistema di protezione

In figura 5.1.1 è mostrato lo schema di principio del sistema di protezione e, al tempo stesso la procedura di spegnimento dell'intero impianto. La procedura di intervento è la seguente:

- T1: chiude lo SMES su una resistenza di scarica
- T2: chiude il sistema su un carico resistivo trifase
- T3: disconnette il sistema dalla linea
- T4: disconnette i generatori dalla linea

La chiusura di T1 consente di scaricare in sicurezza l'energia contenuta negli SMES sulla resistenza di guasto; La chiusura di T2 e successivamente l'apertura di T3 separano l'intero sistema della rete trifase, L'apertura di T4 isola dalla linea i generatori di energia rinnovabile ed il sistema di generazione ed accumulo di idrogeno. Si suppone che la regolazione dei generatori elettrici e di idrogeno sia gestita separatamente e, a seconda delle necessità si possa continuare a produrre idrogeno o procedere allo spegnimento completo. Il tempo caratteristico di spegnimento è controllato direttamente tramite la resistenza  $R_D$  in serie al diodo di ricircolo D.

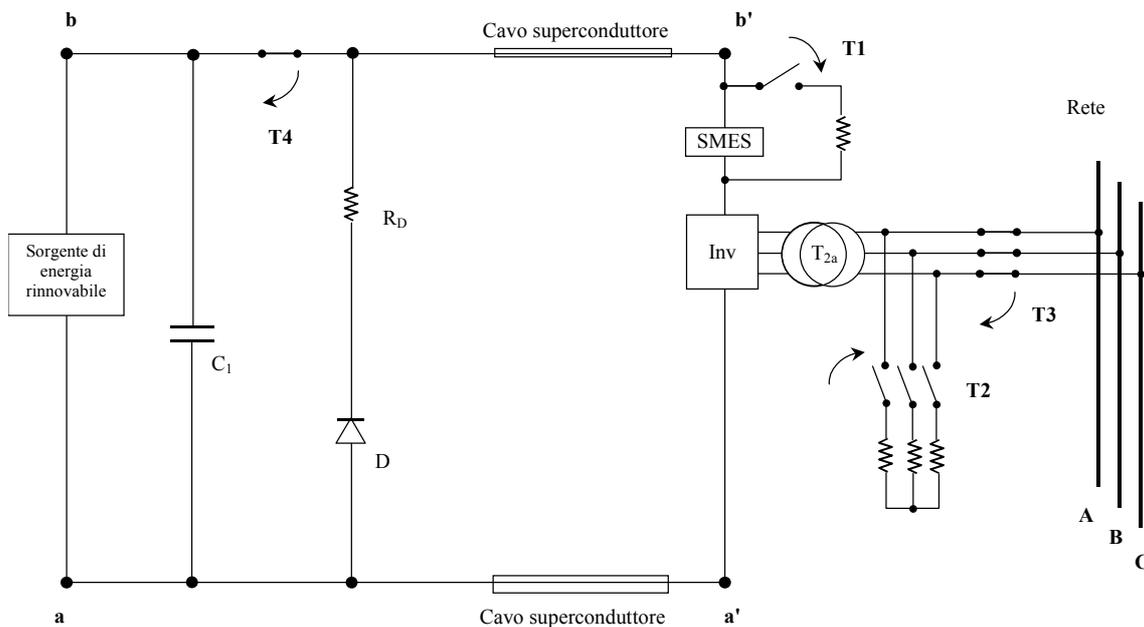


Fig. 5.1.1 - Schema di principio del sistema di protezione; sequenza di intervento: T1, T2, T3, T4.

### 5.2 Analisi del guasto sulla linea

Si consideri un cavo superconduttivo di forma assialsimmetrica costituito da un nucleo interno di diametro nominale  $D_{cbl}$  (occupato dai filamenti superconduttivi del cavo stesso, dai filamenti di stabilizzazione in rame, e da una porzione di fluido refrigerante che occupa le regioni libere fra i fili) e dal circuito di raffreddamento esterno compreso fra  $D_{cbl}$  e  $D_{crg}$  nel quale scorre il liquido criogenico.

Poiché lo stato termodinamico del LH2 nel cavo superconduttivo è tale per cui i valori di temperatura e pressione, in caso di guasto, possono essere confrontabili con i valori critici, non è possibile introdurre l'ipotesi di fluido incomprimibile. Le equazioni per la soluzione del problema termoidraulico monodimensionale del cavo devono quindi essere ricavate dalle equazioni generali di bilancio di massa, quantità di moto ed energia per fluido newtoniano comprimibile.

### 5.2.1 Equazione monodimensionale di continuità

Dall'equazione indefinita di continuità per un fluido comprimibile [Marchi E., Rubatta A. *Mecchanica dei Fluidi*. UTET, Torino, 1996. p.254]:

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \nabla \cdot \mathbf{v} = 0 \quad (5.2.1)$$

in cui  $\rho$  è la densità e  $\mathbf{v}$  il vettore velocità del fluido, si ottiene nel caso monodimensionale:

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (5.2.2)$$

oppure, sviluppando la derivata sostanziale:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial x} = 0 \quad (5.2.3)$$

### 5.2.2 Equazione monodimensionale del moto

Si consideri l'equazione di Navier-Stokes nella forma più generale (valida per un fluido newtoniano anche nel caso di coefficienti di viscosità non uniformi nella massa fluida) [Marchi E., Rubatta A. *Meccanica dei Fluidi*. UTET, Torino, 1996. p.255]:

$$\rho \frac{D\mathbf{v}}{Dt} = -\nabla p + \rho \mathbf{g} + \nabla \cdot (2\mu \mathbf{D}) + \nabla(\mu' \nabla \cdot \mathbf{v}) \quad (5.2.4)$$

in cui  $p$  è la pressione,  $\mathbf{g}$  la risultante delle forze di massa,  $\mathbf{D}$  il tensore delle deformazioni,  $\mu$  e  $\mu'$  rispettivamente il primo e il secondo coefficiente di viscosità.

Nel caso monodimensionale, per semplificare la soluzione dell'equazione è possibile tenere conto dei termini viscosi con considerazioni di tipo macroscopico ricorrendo al fattore d'attrito  $f$ . Si ponga [Marchi E., Rubatta A. *Meccanica dei Fluidi*. UTET, Torino, 1996. p.275, 2]:

$$F = \frac{f}{4R} \frac{|v|}{2} \quad (5.2.5)$$

in cui  $R$  è il raggio medio della sezione trasversale del flusso definito come rapporto fra l'area della stessa ed il contorno bagnato (nel caso di sezione circolare di diametro  $D$  si ha  $4R = D$ , nel caso di sezione anulare con diametri  $D_{in}$  e  $D_{out}$  si ha  $4R = D_{out} - D_{in}$ ). Il fattore d'attrito  $f$  che compare nella (5.2.5) è detto fattore d'attrito di Moody o di Darcy. È da notare che altre formulazioni usano il fattore d'attrito di Fanning che è pari ad 1/4 di quello di Moody-Darcy:  $f_M = f_D = 4f_F$  [Bottura L. *A Numerical Model for the Simulation of Quench in the ITER Magnets*. Journal of Computational Physics 125, 26-41, 1996. Romeo E., Royo C., Monzón A. *Improved explicit equations for estimation of the friction factor in rough and smooth pipes*. Chemical Engineering Journal 86, 369-374, 2002.].

Supponendo che le forze di massa  $\mathbf{g}$  siano ovunque dirette verso il basso con modulo  $g$  uniforme e detta  $z$  la quota dell'asse del cavo l'equazione monodimensionale può essere scritta nella forma:

$$\rho \frac{Dv}{Dt} + \frac{\partial p}{\partial x} + \rho g \frac{\partial z}{\partial x} = -\rho F \quad (5.2.6)$$

Nel caso in cui il cavo sia disposto orizzontalmente l'equazione si riduce alla:

$$\rho \frac{Dv}{Dt} + \frac{\partial p}{\partial x} = -\rho F \quad (5.2.7)$$

ovvero, sviluppando la derivata sostanziale:

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} + \rho v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial x} = -\rho F \quad (5.2.8)$$

### 5.2.3 Prima equazione monodimensionale della termodinamica

Si consideri la prima equazione indefinita della termodinamica per fluidi viscosi [Marchi E., Rubatta A. *Meccanica dei Fluidi*. UTET, Torino, 1996. p.257]:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\mathbf{T} : \mathbf{D} - \nabla \cdot \mathbf{q} \quad (5.2.9)$$

in cui  $u$  è l'energia interna specifica,  $\mathbf{T}$  e  $\mathbf{D}$  rispettivamente il tensore degli sforzi e quello delle deformazioni, e  $\mathbf{q}$  il vettore densità del flusso di potenza termica.

Considerato che la dissipazione specifica di potenza meccanica  $p_d$  vale [Marchi E., Rubatta A. *Meccanica dei Fluidi*. UTET, Torino, 1996. p.258]:

$$p_d = \frac{p}{\rho} \nabla \cdot \mathbf{v} - \frac{1}{\rho} \mathbf{T} : \mathbf{D} \quad (5.2.10)$$

si ottiene:

$$\rho \frac{Du}{Dt} + p \nabla \cdot \mathbf{v} = \rho p_d - \nabla \cdot \mathbf{q} \quad (5.2.11)$$

Ripetendo le considerazioni precedenti riguardo i termini dissipativi e scomponendo gli ingressi termici in due contributi (uno di conduzione lungo l'asse  $x$  secondo l'equazione costitutiva di Fourier  $\mathbf{q} = -k \nabla T$ , e l'altro di ingressi termici attraverso le superfici laterali) si ottiene l'equazione monodimensionale:

$$\rho \frac{Du}{Dt} + p \frac{\partial v}{\partial x} = \rho v F + \frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\dot{Q}_{in}}{A} \quad (5.2.12)$$

in cui con  $\dot{Q}_{in}$  si sono indicati gli ingressi termici attraverso le superfici laterali espressi in W/m mentre  $A$  è la sezione di scorrimento del flusso.

Nel caso di fluido in moto è spesso possibile trascurare il termine di conduzione termica assiale rispetto agli altri termini, ottenendo quindi:

$$\rho \frac{Du}{Dt} + p \frac{\partial v}{\partial x} = \rho v F + \frac{\dot{Q}_{in}}{A} \quad (5.2.13)$$

ovvero, sviluppando la derivata sostanziale:

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho v \frac{\partial u}{\partial x} + p \frac{\partial v}{\partial x} = \rho v F + \frac{\dot{Q}_{in}}{A} \quad (5.2.14)$$

#### 5.2.4 Seconda equazione monodimensionale della termodinamica

Si consideri la seconda equazione indefinita della termodinamica per fluidi viscosi [Marchi E., Rubatta A. *Meccanica dei Fluidi*. UTET, Torino, 1996. p.257]:

$$\rho \frac{Ds}{Dt} = \frac{\rho p_d}{T} - \frac{\nabla \cdot \mathbf{q}}{T} \quad (5.2.15)$$

in cui  $s$  è l'entropia specifica,  $\mathbf{q}$  il vettore densità del flusso di potenza termica, e  $p_d$  la dissipazione specifica di potenza meccanica.

Introducendo il differenziale totale dell'entropia specifica nella forma [Marchi E., Rubatta A. *Meccanica dei Fluidi*. UTET, Torino, 1996. p.260]:

$$ds = \frac{c_p}{T} dT - \frac{\alpha}{\rho} dp \quad (5.2.16)$$

in cui  $\alpha$  è il coefficiente di dilatazione cubica e  $c_p$  il calore specifico a pressione costante, si ottiene:

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} - \alpha T \frac{Dp}{Dt} = \frac{\rho p_d}{T} - \frac{\nabla \cdot \mathbf{q}}{T} \quad (5.2.17)$$

che rappresenta l'equazione di Fourier nel caso in cui siano presenti dissipazioni di energia meccanica nel fluido.

Ripetendo considerazioni precedenti riguardo il termine dissipativo, l'equazione monodimensionale risulta:

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} - \alpha T \frac{Dp}{Dt} = \rho v F + \frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\dot{Q}_{in}}{A} \quad (5.2.18)$$

Nel caso di fluido in moto per cui sia possibile trascurare il termine di conduzione termica assiale rispetto agli altri termini si ottiene:

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} - \alpha T \frac{Dp}{Dt} = \rho v F + \frac{\dot{Q}_{in}}{A} \quad (5.2.19)$$

ovvero, sviluppando la derivata sostanziale:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho c_p v \frac{\partial T}{\partial x} - \alpha T \frac{\partial p}{\partial t} - \alpha T v \frac{\partial p}{\partial x} = \rho v F + \frac{\dot{Q}_{in}}{A} \quad (5.2.20)$$

#### 5.2.5 Determinazione del fattore d'attrito

In base alla (5.2.5), nel caso di sezione di flusso anulare e direzione del moto nel verso positivo delle ascisse si ha:

$$F = \frac{f}{D_h} \frac{v^2}{2}, \quad \text{con} \quad D_h = D_{out} - D_{in} \quad (5.2.21)$$

Il fattore d'attrito  $f$  può essere valutato sperimentalmente o con l'ausilio di codici per la simulazione fluidodinamica. In mancanza di dati specifici,  $f$  può essere stimato risolvendo l'equazione implicita di Colebrook-White:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left( \frac{\varepsilon / D_h}{3.71} + \frac{2.52}{N_{Re} \sqrt{f}} \right), \quad \text{con} \quad N_{Re} = \frac{\rho v D_h}{\mu} \quad (5.2.22)$$

oppure mediante formule esplicite approssimate come quella di Romeo-Royo-Monzón [Romeo E., Royo C., Monzón A. *Improved explicit equations for estimation of the friction factor in rough and smooth pipes*. Chemical Engineering Journal 86, 369–374, 2002.].

Nella (5.2.22) il coefficiente di scabrezza equivalente  $\varepsilon$  va inteso come un opportuno valore tale che la soluzione dell'equazione determini una stima efficace del coefficiente d'attrito. Nel caso ad esempio dei tubi corrugati tipo Cryoflex, il costruttore consiglia di stimare il fattore d'attrito come quattro volte quello relativo al tubo liscio ( $\varepsilon = 0$ ) di pari dimensioni geometriche.

### 5.2.6 Caso stazionario

Nel caso stazionario scompaiono le derivate temporali per cui le equazioni ( 5.2.3, 5.2.8, 5.2.14, 5.2.20 ) si riducono rispettivamente alle:

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial x} = 0 \quad (5.2.26)$$

$$\rho v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial x} = -\rho F \quad (5.2.27)$$

$$\rho v \frac{\partial u}{\partial x} + p \frac{\partial v}{\partial x} = \rho v F + \frac{\dot{Q}_{in}}{A} \quad (5.2.28)$$

$$\rho c_p v \frac{\partial T}{\partial x} - \alpha T v \frac{\partial p}{\partial x} = \rho v F + \frac{\dot{Q}_{in}}{A} \quad (5.2.29)$$

## 5.3 Scrittura delle equazioni in forma alternativa semplificata

Nei problemi tecnici ordinari, è in genere lecito introdurre l'ipotesi di fluido incomprimibile, ottenendo equazioni notevolmente semplificate. Ciò è possibile quando si verificano contemporaneamente le due condizioni seguenti:

- le velocità del fluido sono trascurabili rispetto alla velocità del suono nel mezzo;
- lo stato termodinamico del fluido è lontano dallo stato critico.

Nel caso specifico del problema affrontato, solamente la prima condizione è soddisfatta, essendo i valori di pressione e temperatura considerati confrontabili con i valori critici dell'idrogeno liquido. Ciò significa che in generale non è possibile applicare l'ipotesi di fluido incomprimibile (ne è una prova il fatto che  $c_p \approx 1.7 c_v$ ). È possibile comunque arrivare ad una forma alternativa semplificata delle equazioni eliminando opportunamente alcuni termini che risultano sempre trascurabili per velocità molto minori di quella del suono a prescindere dallo stato fatto che lo stato termodinamico sia prossimo a quello critico. Le semplificazioni delle equazioni sono di seguito apportate in termini relativi evidenziando l'errore massimo introdotto.

### 5.3.1 Forma semplificata delle equazioni monodimensionali nel caso stazionario

Nel seguito si farà uso delle equazioni (5.2.27, 5.2.29) scritte in una forma alternativa semplificata. Per ricavarle, si consideri, in virtù dell'equazione di stato  $\rho = \rho(p, T)$ , il differenziale totale  $d\rho$ :

$$d\rho = \left(\frac{\partial\rho}{\partial T}\right)_p dT + \left(\frac{\partial\rho}{\partial p}\right)_T dp = -\rho\alpha dT + \rho\beta dp \quad (5.3.1)$$

nella quale si sono introdotti il coefficiente di dilatazione cubica  $\alpha$  e il coefficiente di comprimibilità cubica  $\beta$  [Marchi E., Rubatta A. *Meccanica dei Fluidi*. UTET, Torino, 1996. p.27]:

$$\alpha = -\frac{1}{\rho}\left(\frac{\partial\rho}{\partial T}\right)_p \quad \beta = \frac{1}{\rho}\left(\frac{\partial\rho}{\partial p}\right)_T \quad (5.3.2)$$

Definita la velocità del suono  $c$  come [Cocchi A. *Elementi di Termofisica*. Esculapio, Bologna, 1993. p. 186]:

$$c = \sqrt{\left(\frac{\partial p}{\partial\rho}\right)_s} \quad (5.3.3)$$

si possono ricavare le seguenti relazioni [Marchi E., Rubatta A. *Meccanica dei Fluidi*. UTET, Torino, 1996. p. 36-39]:

$$\rho\beta = \frac{c_p}{c_v} \frac{1}{c^2} \quad (5.3.4)$$

$$\frac{T\alpha^2}{c_p} = \left(\frac{c_p}{c_v} - 1\right) \frac{1}{c^2} \quad (5.3.5)$$

Con riferimento ai diagrammi delle proprietà dell'idrogeno liquido, è possibile valutare l'ordine di grandezza dei valori medi assunti nell'intervallo di temperatura e pressione considerato ( $T = 15 - 25$  K,  $p = 5 - 15$  bar):

$$\rho_{LH\ avg} \approx 72 \text{ kg/m}^3 \quad c_{pLH\ avg} \approx 9300 \text{ J/kgK} \quad c_{vLH\ avg} \approx 5600 \text{ J/kgK} \quad (5.3.6)$$

$$\alpha_{LH\ avg} \approx 1.5 \cdot 10^{-2} \text{ K}^{-1} \quad \beta_{LH\ avg} \approx 1.7 \cdot 10^{-8} \text{ Pa}^{-1} \quad c_{LH\ avg} \approx 1100 \text{ m/s} \quad (5.3.7)$$

Supponendo che le velocità massime del fluido siano dell'ordine dei 10 m/s, si ha inoltre che i termini adimensionali:

$$(\rho\beta v^2)_{LH\ max} \approx 1.4 \cdot 10^{-4} \quad \left(\frac{T\alpha^2 v^2}{c_p}\right)_{LH\ max} \approx 5.5 \cdot 10^{-5} \quad (5.3.8)$$

sono sicuramente trascurabili rispetto all'unità.

Sostituendo l'equazione di continuità (5.2.23) nell'equazione del moto (5.2.24) si ottiene:

$$-v^2 \frac{\partial\rho}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial x} = -\rho F \quad (5.3.9)$$

per cui introducendo il differenziale totale (5.3.1) si ricava l'equazione monodimensionale del moto in forma alternativa:

$$(1 - \rho\beta v^2) \frac{\partial p}{\partial x} + \rho\alpha v^2 \frac{\partial T}{\partial x} = -\rho F \quad (5.3.10)$$

che per la (5.3.8) può essere semplificata nella seguente:

$$\frac{\partial p}{\partial x} + \rho\alpha v^2 \frac{\partial T}{\partial x} = -\rho F \quad (5.3.11)$$

L'ulteriore semplificazione che consiste nel trascurare il termine  $\alpha$  non è invece sempre lecita, dipendendo in particolare dal rapporto fra gradiente di pressione e di temperatura subito durante la trasformazione.

Ricavando  $\partial p / \partial x$  dalla (5.3.8) e sostituendolo nella (5.2.26) si ottiene:

$$\left(1 + \frac{T\alpha^2 v^2}{c_p}\right) \frac{\partial T}{\partial x} = (1 - \alpha T) \frac{F}{c_p} + \frac{\dot{Q}_{in}}{\rho v A c_p} \quad (5.3.12)$$

che per la (5.3.5) può essere semplificata nella:

$$\frac{\partial T}{\partial x} = (1 - \alpha T) \frac{F}{c_p} + \frac{\dot{Q}_{in}}{\rho v A c_p} \quad (5.3.13)$$

L'ulteriore semplificazione del termine  $\alpha$  non è invece in generale lecito, essendo per l'idrogeno liquido  $(\alpha T)_{LH\,avg} \approx 0.3$ .

Viceversa, ricavando  $\partial T / \partial x$  dalla (5.3.8) e sostituendolo nella (5.2.26) si ottiene, raccogliendo opportunamente i termini:

$$\left(1 + \frac{T\alpha^2 v^2}{c_p}\right) \frac{\partial p}{\partial x} = -\left(1 + \frac{T\alpha^2 v^2}{c_p} \frac{1}{\alpha T}\right) \rho F - \frac{\alpha v}{c_p} \frac{\dot{Q}_{in}}{A} \quad (5.3.14)$$

la quale, poiché per le proprietà dell'idrogeno liquido  $(\alpha T)_{LH\,min} \approx 0.15$ , può sempre essere semplificata nella:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\rho F - \frac{\alpha v}{c_p} \frac{\dot{Q}_{in}}{A} \quad (5.3.15)$$

L'ulteriore semplificazione del termine di comprimibilità  $\alpha$  non è invece in generale lecita, dipendendo in particolare dal rapporto fra entrate termiche per unità di lunghezza e perdite distribuite di potenza meccanica.

### 5.3.2 Forma semplificata delle equazioni monodimensionali nel caso di transitorio termico

Per analizzare fenomeni di transitorio termico come quelli connessi all'espansione di un quench occorre impostare il problema generale tempo-variante. In questo caso, le approssimazioni introdotte al paragrafo precedente non apportano semplificazioni sufficienti alle equazioni generali (5.2.3, 5.2.8, 5.2.14, 5.2.20). È tuttavia possibile ricondursi a formule semplificate analoghe alle (5.3.11, 5.3.13, 5.3.15) introducendo le due ipotesi seguenti:

- le condizioni del flusso nella sezione d'ingresso della linea siano costanti nel tempo:  $\dot{m}_0 = \rho_0 v_0 A = \text{cost}$ ;
- si possa trascurare il fenomeno di accumulo o rilascio di criogeno lungo la linea causato dal transitorio termico.

Si noti come la seconda ipotesi sia meno restrittiva dell'ipotesi di fluido incomprimibile, comportando solo l'assunzione di poter trascurare l'effetto del transitorio sull'effettivo andamento della densità dell'idrogeno (variabile) che si ha a regime lungo la linea.

In base a queste ipotesi l'equazione di continuità (5.2.3) si riduce alla:

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial x} = 0 \Rightarrow v(x) = \frac{\rho_0 v_0}{\rho(x)} = \frac{\dot{m}}{A \rho(x)} \quad (5.3.16)$$

che evidenzia come la velocità lungo la linea dipenda solo dall'ascissa mentre la portata in massa è costante.

Poiché la (5.3.16) assume la stessa forma del caso stazionario, è possibile ripetere gli stessi passaggi fino ad ottenere l'equazione (5.3.11), qui di seguito riportata:

$$\frac{\partial p}{\partial x} + \rho \alpha v^2 \frac{\partial T}{\partial x} = -\rho F \quad (5.3.17)$$

Ricavando  $\partial p / \partial x$  dalla (5.3.17) e sostituendolo questa volta nell'equazione termodinamica tempo-variante (5.2.18) si ottiene, raccogliendo opportunamente i termini:

$$\frac{\partial T}{\partial t} - \frac{\alpha T}{\rho c_p} \frac{\partial p}{\partial t} + \left(1 + \frac{T \alpha^2 v^2}{c_p}\right) v \frac{\partial T}{\partial x} = (1 - \alpha T) \frac{v F}{c_p} + \frac{\dot{Q}_{in}}{\rho A c_p} \quad (5.3.18)$$

che per la (5.3.8) può essere semplificata nella:

$$\frac{\partial T}{\partial t} - \frac{\alpha T}{\rho c_p} \frac{\partial p}{\partial t} + v \frac{\partial T}{\partial x} = (1 - \alpha T) \frac{v F}{c_p} + \frac{\dot{Q}_{in}}{\rho A c_p} \quad (5.3.19)$$

In base all'equazione di stato  $p = p(\rho, T)$  si può scrivere, essendo per ipotesi  $\rho = \rho(x)$ :

$$\frac{\partial p}{\partial t} = \left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_T \frac{\partial \rho}{\partial t} + \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_\rho \frac{\partial T}{\partial t} = \left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_\rho \frac{\partial T}{\partial t} \quad (5.3.20)$$

Note le relazioni [Marchi E., Rubatta A. *Meccanica dei Fluidi*. UTET, Torino, 1996. p.36]:

$$\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_\rho = \frac{\alpha}{\beta} \quad c_p - c_v = \frac{T \alpha^2}{\rho \beta} \quad (5.3.21)$$

si ha:

$$\frac{\partial T}{\partial t} - \frac{\alpha T}{\rho c_p} \frac{\partial p}{\partial t} = \left(1 - \frac{T \alpha^2}{\rho \beta c_p}\right) \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{c_v}{c_p} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (5.3.22)$$

per cui la (5.3.18) si riduce alla seguente, che rappresenta l'analoga della (5.3.13) nel caso tempo-variante:

$$\frac{c_v}{c_p} \frac{\partial T}{\partial t} + v \frac{\partial T}{\partial x} = (1 - \alpha T) \frac{v F}{c_p} + \frac{\dot{Q}_{in}}{\rho A c_p} \quad (5.3.23)$$

ovvero, in base alla (5.3.16):

$$A \rho c_v \frac{\partial T}{\partial t} + \dot{m} c_p \frac{\partial T}{\partial x} = (1 - \alpha T) \dot{m} F + \dot{Q}_{in} \quad (5.3.24)$$

Si noti come la (5.3.23) differisca dall'analoga equazione termodinamica per fluidi incomprimibili sia per il termine  $\alpha T$  che determina una riduzione dell'incremento di temperatura causata dalla dissipazione viscosa di potenza meccanica, sia per il termine  $c_v / c_p$  che moltiplica la derivata temporale della temperatura. Nel caso ad esempio dell'idrogeno liquido (ma anche di molti altri fluidi criogenici), essendo lo stato termodinamico di pressione e temperatura confrontabile con quelli critico, questi coefficienti non sono affatto trascurabili:  $(\alpha T)_{LH \text{ avg}} \approx 0.3$ ,  $(c_v / c_p)_{LH \text{ avg}} \approx 0.6$ .

Procedendo i modo inverso, ricavando  $\partial T / \partial x$  dalla (5.3.17) e sostituendolo nella (5.2.18) si ottiene, raccogliendo opportunamente i termini:

$$\frac{T \alpha^2 v^2}{c_p} \frac{\partial p}{\partial t} - \rho \alpha v^2 \frac{\partial T}{\partial t} + \left(1 + \frac{T \alpha^2 v^2}{c_p}\right) v \frac{\partial p}{\partial x} = -\left(1 + \frac{T \alpha^2 v^2}{c_p} \frac{1}{\alpha T}\right) \rho v F - \frac{\alpha v^2}{c_p} \frac{\dot{Q}_{in}}{A} \quad (5.3.25)$$

la quale, poiché per le proprietà dell'idrogeno liquido  $(\alpha T)_{LH \text{ min}} \approx 0.15$ , può sempre essere semplificata nella:

$$\frac{T \alpha^2 v^2}{c_p} \frac{\partial p}{\partial t} - \rho \alpha v^2 \frac{\partial T}{\partial t} + v \frac{\partial p}{\partial x} = -\rho v F - \frac{\alpha v^2}{c_p} \frac{\dot{Q}_{in}}{A} \quad (5.3.26)$$

Con passaggi analoghi ai (5.3.20-22), si ottiene:

$$\frac{T\alpha^2 v^2}{c_p} \frac{\partial p}{\partial t} - \rho\alpha v^2 \frac{\partial T}{\partial t} = -\frac{c_v}{c_p} \rho\beta v^2 \frac{\partial p}{\partial t} \quad (5.3.27)$$

per cui la (5.3.26) si riduce alla seguente, che rappresenta l'analogia della (5.3.15) nel caso tempo-variante:

$$-\frac{c_v}{c_p} \rho\beta v^2 \frac{\partial p}{\partial t} + v \frac{\partial p}{\partial x} = -\rho v F - \frac{\alpha v^2}{c_p} \frac{\dot{Q}_{in}}{A} \quad (5.3.28)$$

ovvero, in base alla (5.3.16):

$$\frac{\partial p}{\partial x} - \frac{\dot{m}}{A} \frac{c_v}{c_p} \beta \frac{\partial p}{\partial t} = -\rho F - \frac{\dot{m}}{A^2} \frac{\alpha}{\rho c_p} \dot{Q}_{in} \quad (5.3.29)$$

#### 5.4 Equazioni per lo studio della stabilità del cavo

Supponiamo che per un motivo qualsiasi (guasto, dissipazione di potenza, perdita progressiva di vuoto nello scudo termico) si verifichino ingressi termici anomali su un tratto della linea. Tali ingressi potrebbero verificarsi sia verso il circuito refrigerante del cavo (determinando direttamente un riscaldamento dell'idrogeno liquido ed indirettamente un riscaldamento del cavo superconduttivo) oppure direttamente verso il cavo superconduttivo stesso (determinando la possibilità che una porzione del cavo transisca allo stato non superconduttivo, nonché indirettamente un riscaldamento dell'idrogeno liquido). A differenza di quanto fatto in precedenza, ora non è più possibile considerare le sole equazioni dell'idrogeno liquido ma occorre considerare anche la presenza del cavo superconduttivo e lo scambio termico convettivo fra i due elementi. A causa degli ingressi termici o della possibile transizione del cavo la temperatura dell'idrogeno e del cavo possono infatti differire notevolmente, determinando quindi un fattore di scambio termico convettivo rilevante.

La regione cilindrica occupata dal cavo non è omogenea, in quanto composta da filamenti di materiale superconduttivo (con anima in materiale ferroso nel caso dell' $MgB_2$ ), filamenti di rame di stabilizzazione, e regioni interstiziali occupate da idrogeno liquido. Per semplificare la soluzione del problema si suppone che:

- La temperatura dei materiali costituenti il cavo (superconduttore SC, ferro Fe, rame Cu) sia in ogni istante uniforme sulla sezione trasversale, e si indica con  $T_{cbl}$  la tempera comune. In ogni caso, qualora fossero noti i coefficienti di scambio termico fra i vari materiali, si potrebbe impostare il problema completo in modo analogo, aggiungendo un'equazione per ogni materiale considerato.
- La temperatura dell'idrogeno liquido (sia quello presente nella sezione di flusso che quello interstiziale) sia in ogni istante uniforme sulla sezione trasversale, e si indica con  $T_{LH}$  la sua temperatura. Così facendo si trascura la presenza dello strato limite termico. Ciò è lecito perché per l'idrogeno liquido nelle condizioni considerate  $Pr \approx 1.3$  (per cui lo spessore dello strato limite termico è dello stesso ordine di grandezza di quello dinamico) e inoltre per le condizioni di flusso considerate si ha  $Re \approx 3 \cdot 10^5$  (regime di moto assolutamente turbolento, e quindi strato limite dinamico trascurabile).

#### 5.4.1 Equazione monodimensionale termica del cavo superconduttivo

Con riferimento ad una porzione infinitesima  $dA$  della sezione occupata dai filamenti del cavo l'equazione di bilancio termico nella forma generale (5.2.18) risulta, essendo per i materiali metallici sicuramente applicabile l'ipotesi di incomprimibilità:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{d\dot{Q}_{in}}{dA} \quad (5.4.1)$$

in cui con  $d\dot{Q}_{in}$  si è indicata la porzione degli ingressi termici totali che compete alla sezione infinitesima  $dA$ .

Gli ingressi termici  $\dot{Q}_{in}$  sul cavo possono essere scomposti in quattro contributi di cui  $\dot{Q}_{LH\ cbl}$  rappresenta gli ingressi derivanti dallo scambio termico per convezione con l'idrogeno,  $\dot{Q}_{nom\ cbl}$  gli ingressi termici nominali provenienti dall'ambiente esterno direttamente sul cavo,  $\dot{Q}_{ext\ cbl}$  gli ingressi termici anomali da guasto, mentre il termine aggiuntivo  $\dot{Q}_{gen\ cbl}$  rappresenta la potenza elettrica per unità di lunghezza dissipata per effetto Joule sulle porzioni di cavo in cui la temperatura supera la temperatura di transizione  $T_c$ .

Moltiplicando la (5.4.1) per  $dA$  ed integrando sulla sezione totale occupata dai fili  $A_{wrs} = A_{SC} + A_{Fe} + A_{Cu}$  si ottiene:

$$\begin{aligned} (A_{SC} \rho_{SC} c_{pSC} + A_{Fe} \rho_{Fe} c_{pFe} + A_{Cu} \rho_{Cu} c_{pCu}) \frac{\partial T_{cbl}}{\partial t} = \\ = \frac{\partial}{\partial x} \left( (A_{SC} k_{SC} + A_{Fe} k_{Fe} + A_{Cu} k_{Cu}) \frac{\partial T_{cbl}}{\partial x} \right) + \dot{Q}_{LH\ cbl} + \dot{Q}_{gen\ cbl} + \dot{Q}_{nom\ cbl} + \dot{Q}_{ext\ cbl} \end{aligned} \quad (5.4.2)$$

In mancanza di dati specifici sulle proprietà termiche del superconduttore, se ne trascura la presenza. Inoltre, analizzando i valori di conducibilità termica nell'intervallo di temperatura ammissibile per il cavo (sia  $T = 15 - 30$  K), si ha:

$$(k_{Cu\ OFHC})_{avg} \approx 2340 \frac{W}{mK} \quad (k_{Fe})_{avg} \approx 74 \frac{W}{mK} \quad (5.4.3)$$

per cui, verificando che non sia  $A_{Fe} \gg A_{Cu}$ , è possibile trascurare la conducibilità termica del ferro rispetto a quella del rame. Si noti infatti che esiste una grande variabilità del valore del coefficiente di conducibilità termica del rame e dei metalli in generale a temperature dell'ordine dei 20 K in funzione delle impurità presenti. Ad esempio il rame puro al 99.999% ha una conducibilità termica di circa un ordine di grandezza superiore rispetto al rame OFHC puro al 99.95%. In mancanza di dati precisi sullo specifico materiale utilizzato nella produzione del cavo è quindi sicuramente possibile trascurare la presenza del ferro, rientrando nell'errore intrinseco del modello.

Con riferimento alle capacità termiche medie si ha invece:

$$(\rho_{Cu} c_{pCu})_{avg} \approx 7.2 \cdot 10^4 \frac{J}{m^3 K} \quad (\rho_{Fe} c_{pFe})_{avg} \approx 3.4 \cdot 10^4 \frac{J}{m^3 K} \quad (5.4.4)$$

per cui, supposto che sia  $A_{Fe} \approx A_{Cu}$ , la presenza del ferro non può essere trascurata nel termine relativo all'inerzia termica dell'equazione (5.4.2).

Per quanto riguarda gli ingressi termici si può porre rispettivamente:

- Ingressi per scambio termico convettivo con l'idrogeno fluente:

$$\dot{Q}_{LH\ cbl} = \pi D_{cbl} h \cdot (T_{LH} - T_{cbl}) \quad (5.4.5)$$

in cui con  $h$  si è indicato un opportuno coefficiente di scambio termico convettivo fra il cavo e l'idrogeno, da valutare sperimentalmente oppure mediante formule di similitudine idraulica, e dipendente in generale dalla pressione e temperatura dell'idrogeno. Si noti che, data la complessa geometria del cavo e i molteplici contributi di scambio termico fra i vari fili e l'idrogeno fluente e permeante, il valore  $h$  è di difficile derivazione mediante formule semiempiriche e sia comunque da intendere semplicemente come un opportuno valore tale che la formula (5.4.5) fornisca il valore medio globale di scambio termico fra il cavo e l'idrogeno.

- Dissipazione di potenza elettrica per effetto Joule sui tratti transiti:

$$\dot{Q}_{gen\ cbl} = \frac{1}{A_{Cu} \sigma_{Cu} + A_{Fe} \sigma_{Fe}} I^2 U(T_{cbl} - T_c) \quad (5.4.6)$$

in cui  $I$  [A] è la corrente totale sul cavo,  $A_{Cu}$  e  $A_{Fe}$  [m<sup>2</sup>] le sezioni totali occupate dal rame (fili di stabilizzazione del cavo) e dal ferro (matrice di supporto dei fili superconduttori),  $\sigma_{Cu}$   $\sigma_{Fe}$  [S/m] la conducibilità elettrica del rame e del ferro (fortemente dipendenti dalla temperatura), e  $U$  la funzione a gradino di Heaviside. Se si trascura la conducibilità elettrica della matrice ferrosa dei fili di MgB2, introducendo quindi un errore cautelativo sulla potenza dissipata, la (5.4.6) si riduce alla:

$$\dot{Q}_{gen\ cbl} = \frac{I^2}{A_{Cu} \sigma_{Cu}} U(T_{cbl} - T_c) \quad (5.4.7)$$

- Ingressi termici nominali sul cavo:

$$\dot{Q}_{nom\ cbl} = \text{cost} \quad (5.4.8)$$

- Ingressi termici anomali sul cavo:

$$\dot{Q}_{ext\ cbl} = \dot{Q}_{ext\ cbl}(x, t) \quad (5.4.9)$$

in cui  $\dot{Q}_{ext\ cbl}(x, t)$  [W/m] è un'opportuna funzione imposta arbitrariamente per lo studio della stabilità del cavo agli ingressi termici anomali.

Con queste posizioni, l'equazione termica del cavo (5.4.2) assume la forma:

$$\begin{aligned} & (A_{Fe} \rho_{Fe} c_{pFe} + A_{Cu} \rho_{Cu} c_{pCu}) \frac{\partial T_{cbl}}{\partial t} = \\ & = A_{Cu} \frac{\partial}{\partial x} \left( k_{Cu} \frac{\partial T_{cbl}}{\partial x} \right) - \pi D_{cbl} h \cdot (T_{cbl} - T_{LH}) + \frac{I^2}{A_{Cu} \sigma_{Cu}} U(T_{cbl} - T_c) + \dot{Q}_{nom\ cbl} + \dot{Q}_{ext\ cbl}(x, t) \end{aligned} \quad (5.4.10)$$

#### 5.4.2 Equazioni monodimensionali termo-idrauliche del fluido criogenico

Per lo studio termo-idraulico del fluido criogenico occorre integrare la coppia di equazioni differenziali (5.3.17, 5.3.23), nelle quali per quanto affermato al paragrafo precedente, si possono scomporre gli ingressi termici  $\dot{Q}_{in}$  in tre contributi:

- Ingressi per scambio termico convettivo con il cavo:

$$\dot{Q}_{cbl\ LH} = \pi D_{cbl} h \cdot (T_{cbl} - T_{LH}) \quad (5.4.11)$$

- Ingressi termici nominali provenienti dall'ambiente esterno attraverso lo scudo termico:

$$\dot{Q}_{nom LH} = \text{cost} \quad (5.4.12)$$

- Ingressi termici anomali verso l'idrogeno liquido:

$$\dot{Q}_{ext LH} = \dot{Q}_{ext LH}(x, t) \quad (5.4.13)$$

D'altra parte, se il tratto di linea considerato per lo studio della stabilità all'ingresso termico anomalo non è eccessivamente lungo, è possibile trascurare l'effetto delle perdite distribuite di potenza meccanica e considerare la pressione uniforme sulla lunghezza del tratto considerato. Così facendo, la (5.3.17) perde di significato e si riduce alla:

$$p = p_0 = \text{cost} \quad (5.4.14)$$

mentre la (5.3.24) risulta:

$$A_{LH} \rho_{LH} c_{vLH} \frac{\partial T}{\partial t} = -\dot{m}_{LH} c_{pLH} \frac{\partial T_{LH}}{\partial x} + \pi D_{cbl} h \cdot (T_{cbl} - T_{LH}) + \dot{Q}_{nom LH} + \dot{Q}_{ext LH}(x) \quad (5.4.15)$$

È da notare che con queste posizioni, le equazioni (5.4.14, 5.4.15) rappresentano le equazioni termo-idrauliche scritte per un fluido ideale incomprimibile non viscoso.

### 5.5 Risultati di calcolo

Le equazioni (5.4.10, 5.4.15) sono state implementate in un codice di calcolo tempo-variante per lo studio della stabilità della linea. Il codice tiene conto delle proprietà variabili dei materiali. Di seguito sono mostrati i diagrammi delle proprietà dei materiali tracciati con le stesse funzioni utilizzate nelle simulazioni.

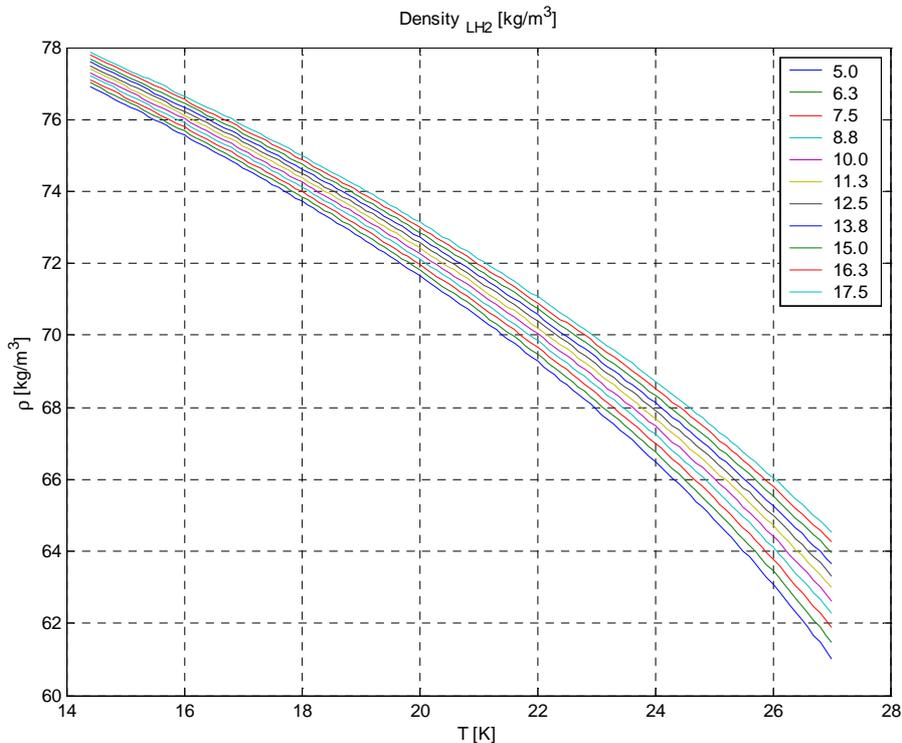


Fig. 5.5.1 – Densità dell'LH<sub>2</sub>.

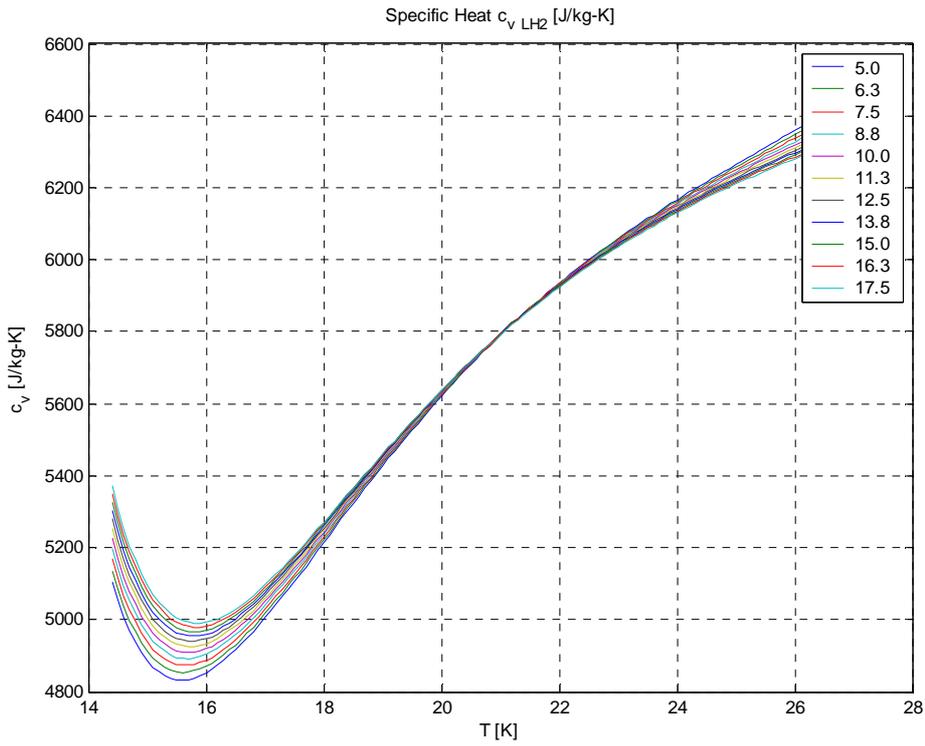


Fig. 5.5.2 –  $c_p$  dell' $LH_2$ .

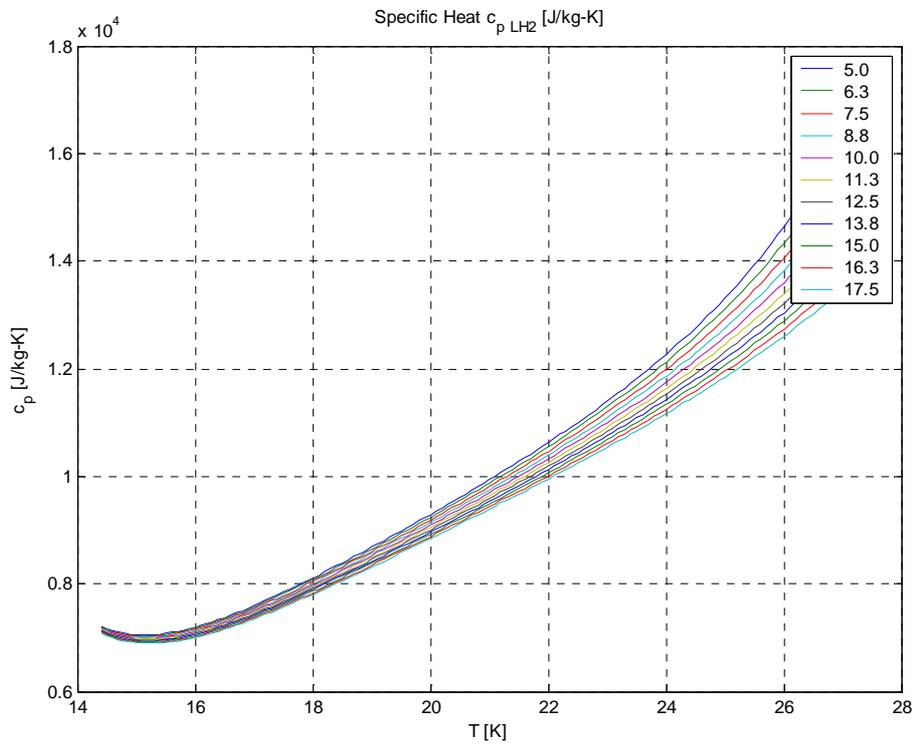


Fig. 5.5.3 –  $c_v$  dell' $LH_2$ .

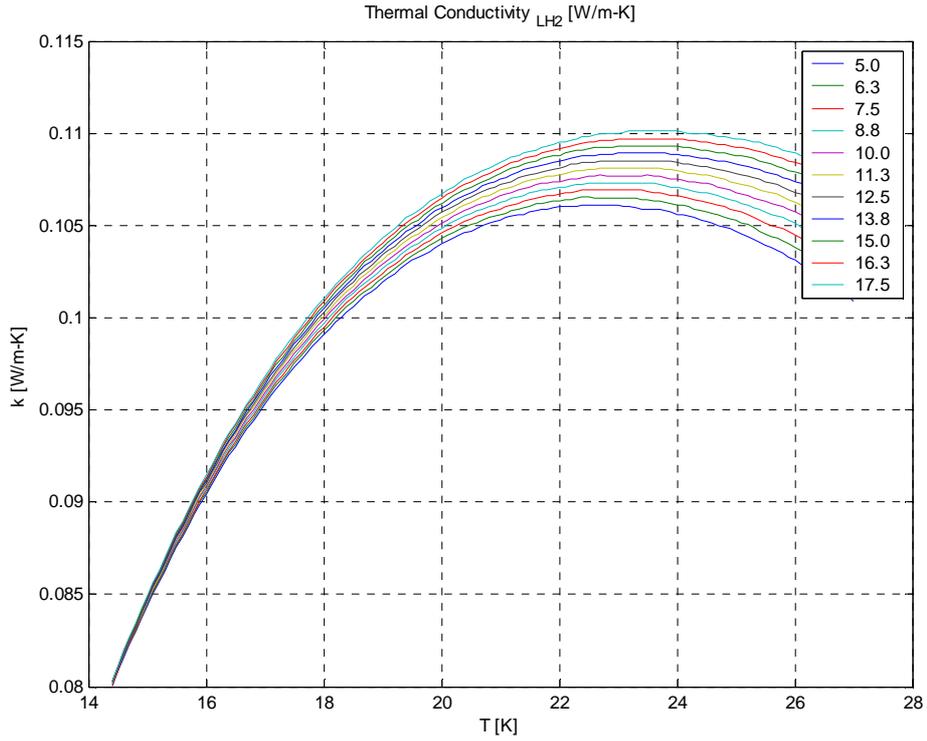


Fig. 5.5.4 – Conducibilità termica dell' $LH_2$ .

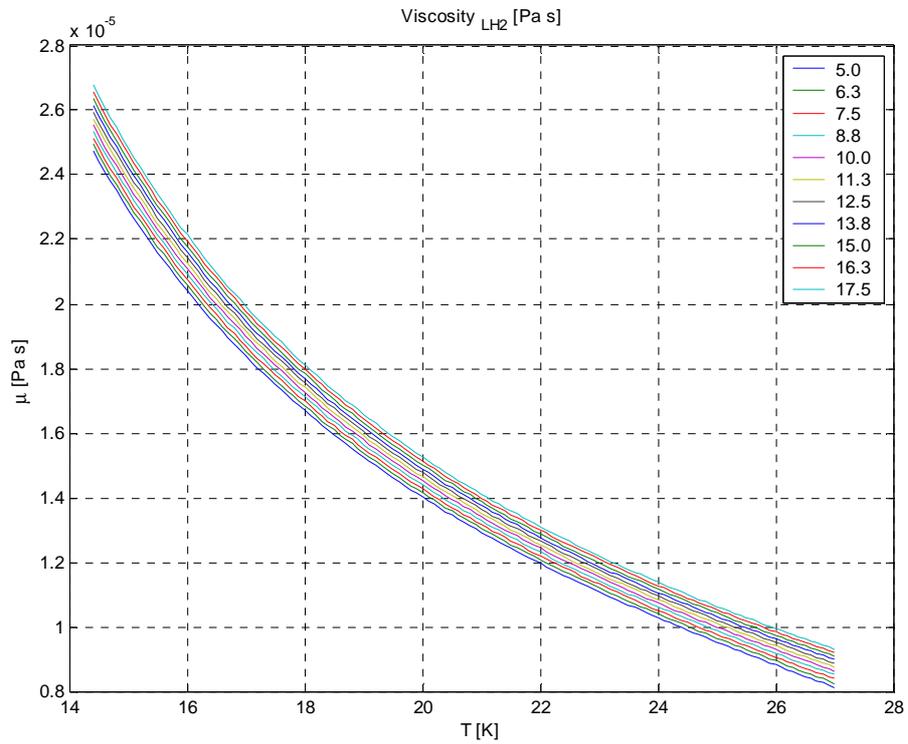


Fig. 5.5.5 – Viscosità dell' $LH_2$ .

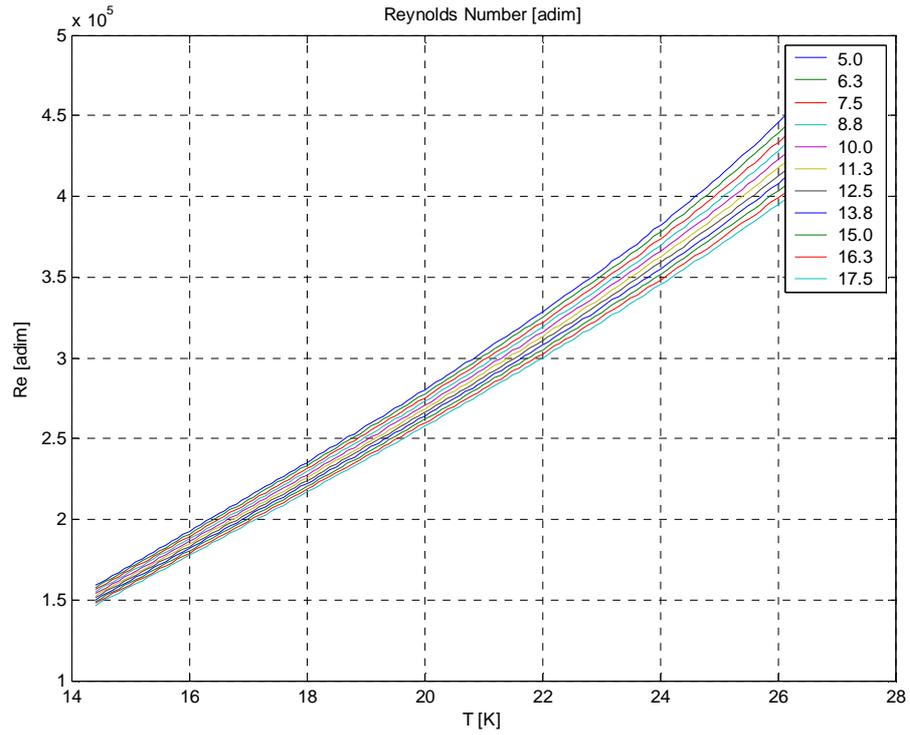


Fig. 5.5.6 – Numero di Reynolds.

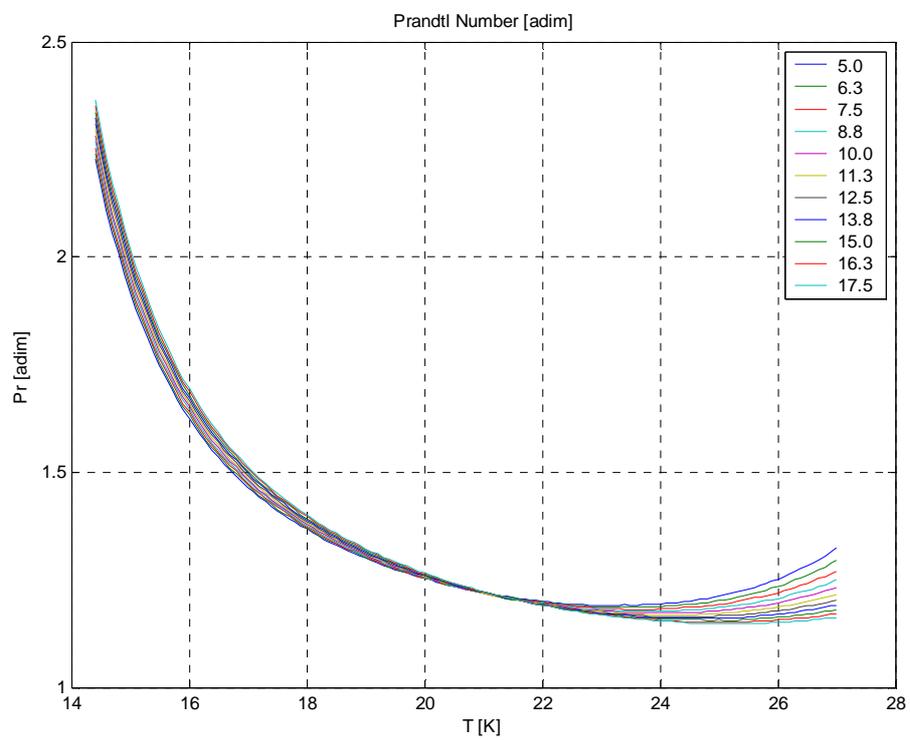


Fig. 5.5.7 – Numero di Prandtl.

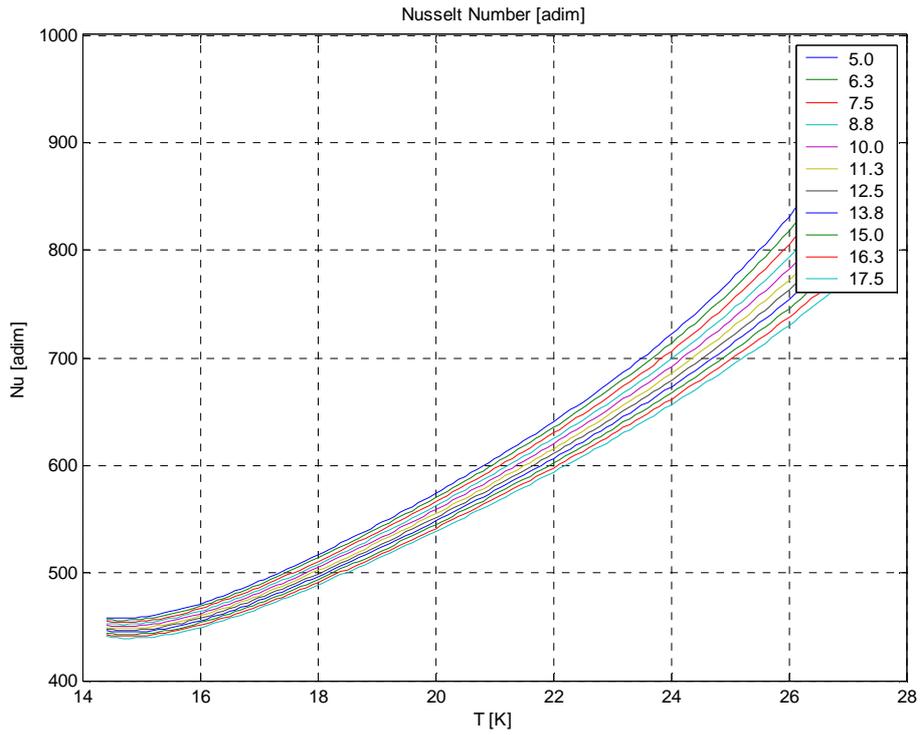


Fig. 5.5.8 – Numero di Nusselt.

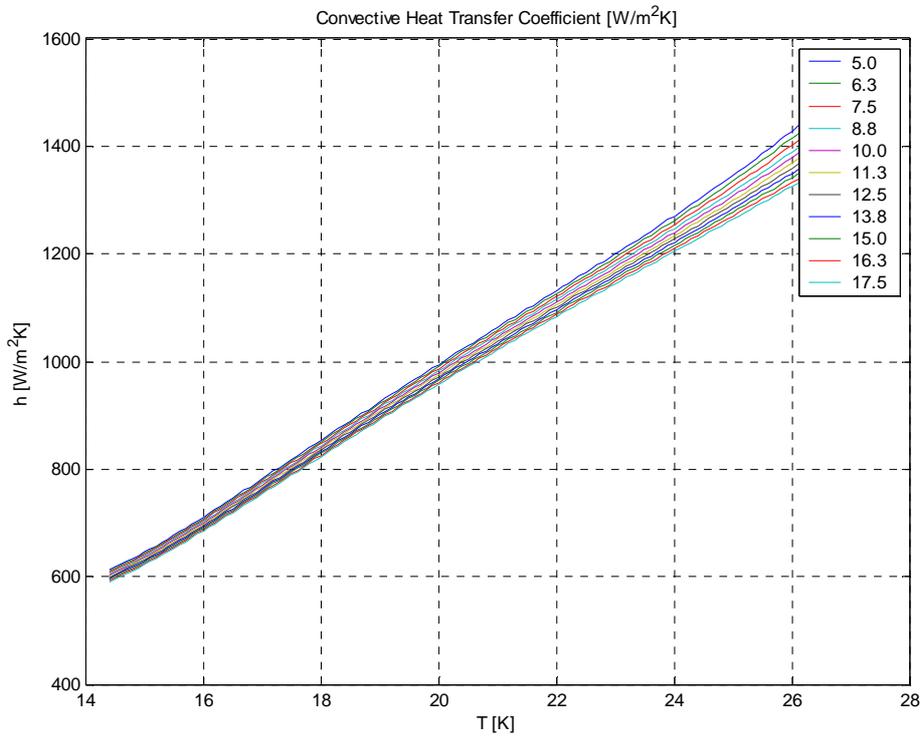


Fig. 5.5.9 – Coeff. di scambio termico convettivo.

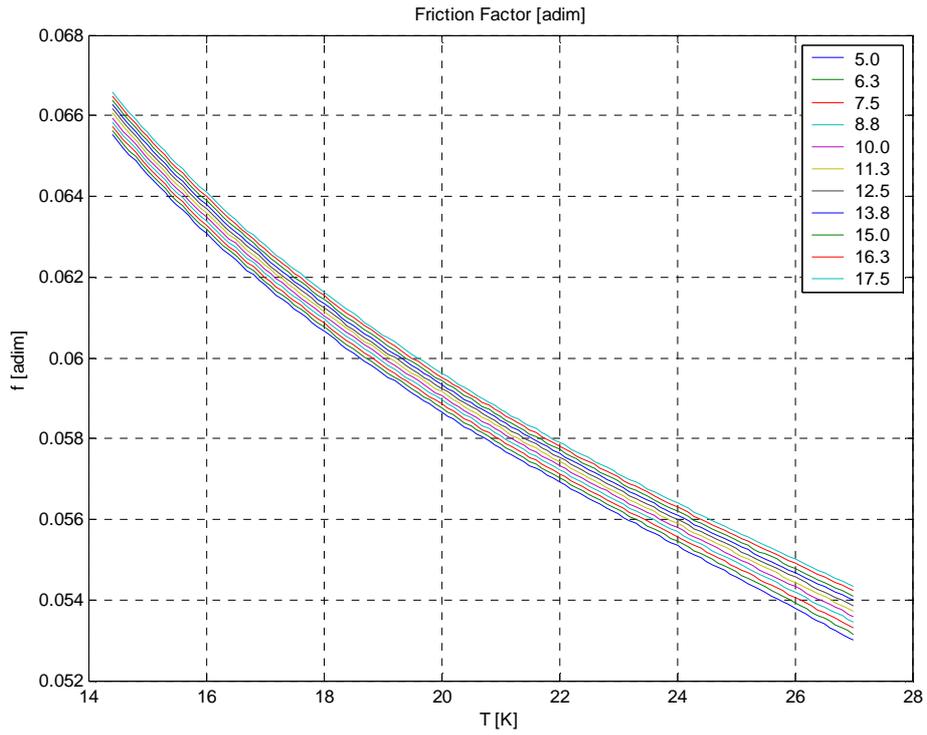


Fig. 5.5.10 – Fattore d'attrito.

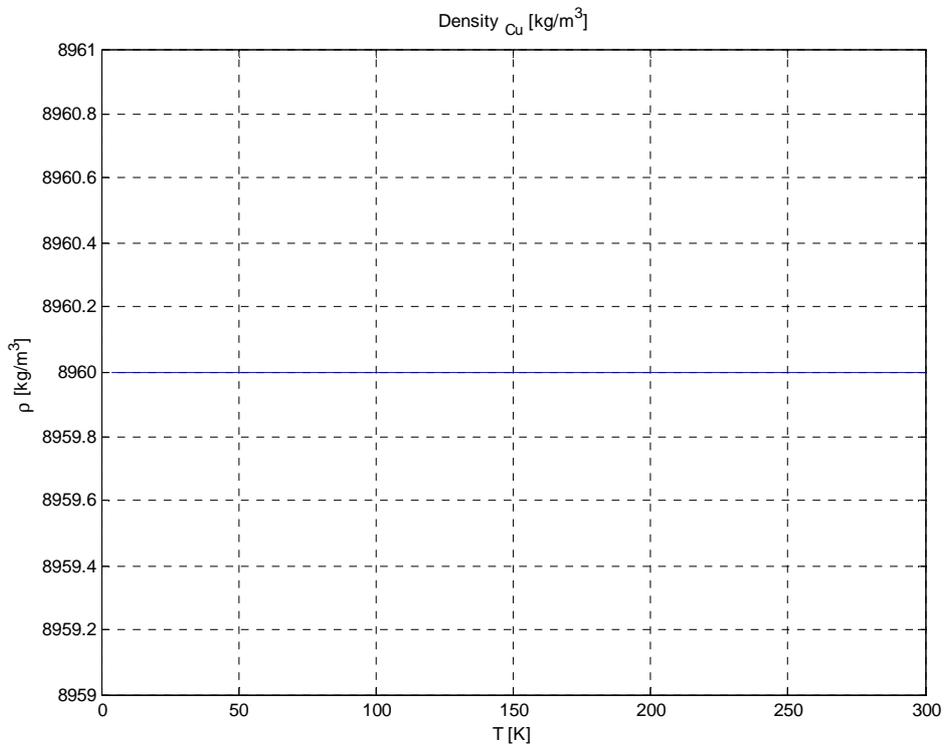


Fig. 5.5.11 – Densità del rame.

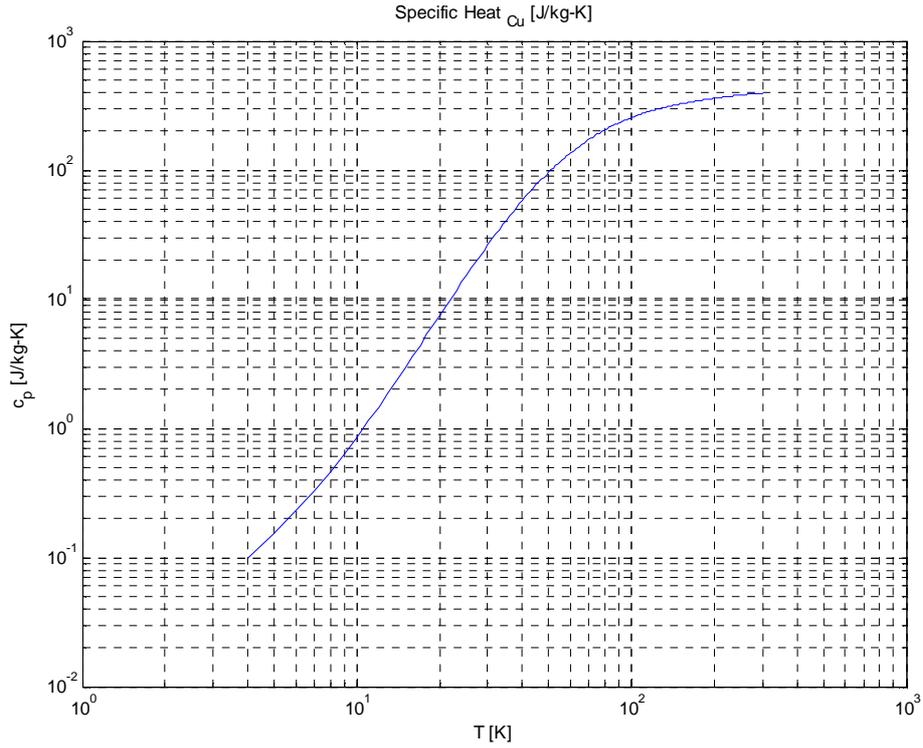


Fig. 5.5.12 – Calore specifico del rame.

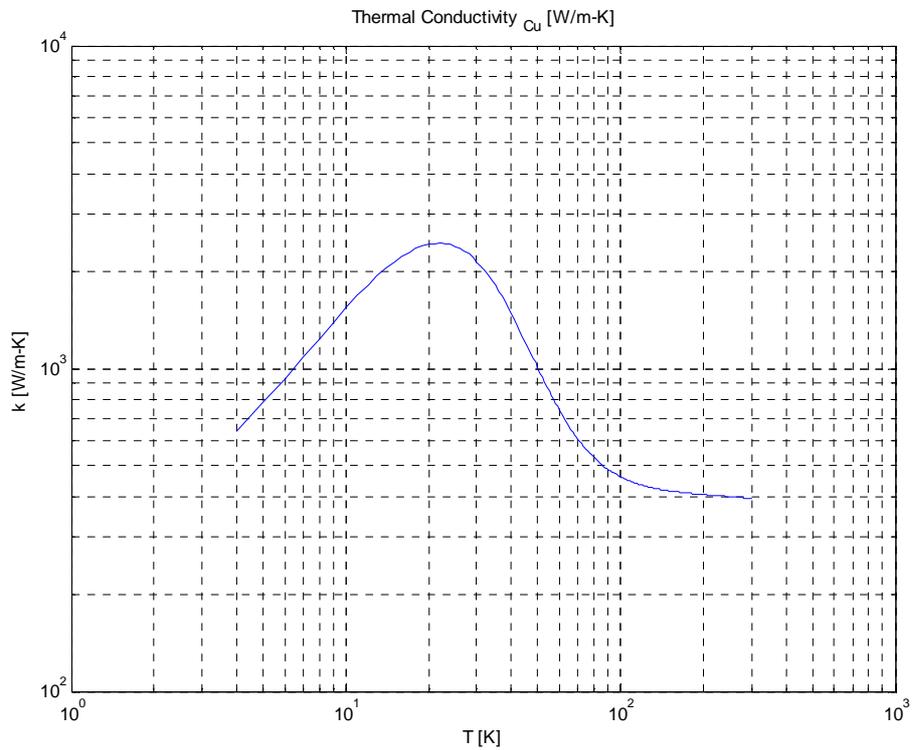


Fig. 5.5.13 – Conducibilità termica del rame.

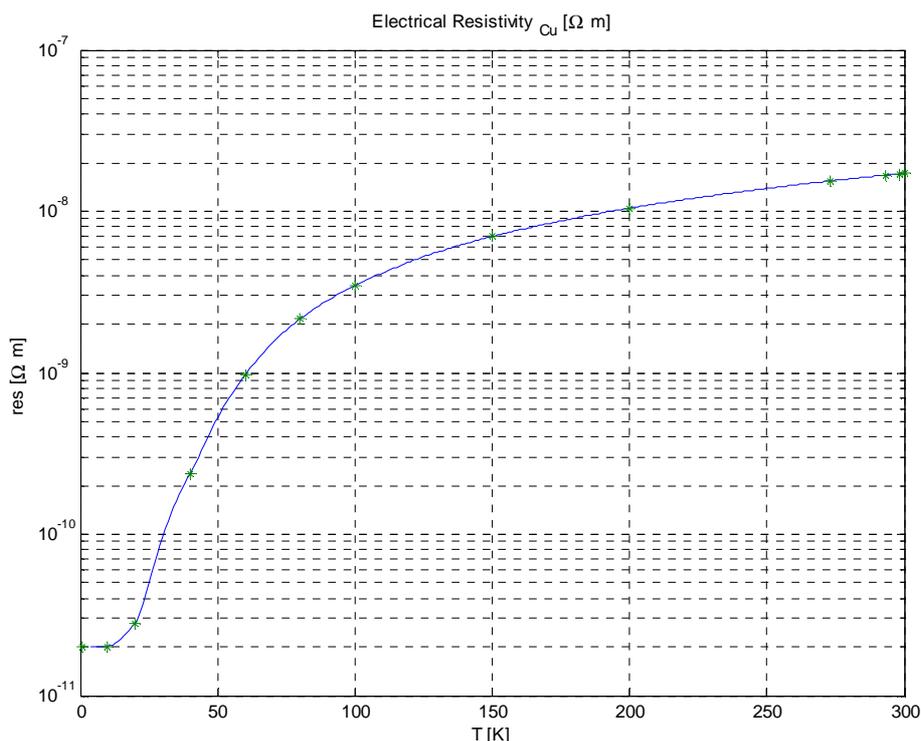


Fig. 5.5.14 – Resistività elettrica del rame.

### 5.5.1 Studio della stabilità del cavo ad ingressi termici anomali costanti

In questa analisi si sono trascurati tutti gli ingressi termici verso idrogeno e cavo tranne uno costante verso il cavo agente su una lunghezza arbitraria fissata a 6 cm (pari a circa 4 volte il diametro del cavo stesso). Avendo determinato il dimensionamento della sezione superconduttiva un numero di fili  $N_{SC} = 27$ , si è provveduto a studiare il comportamento del cavo nel caso di diversi valori assegnati ad  $N_{Cu}$  (numero di fili in rame). Di seguito sono riportati i casi di  $N_{Cu} = 6$  e  $N_{Cu} = 9$  perché ritenuti significativi nel rappresentare il comportamento di stabilità del cavo agli ingressi termici.

Nel caso di  $N_{Cu} = 6$ , il cavo non transisce in nessuna sezione fino ad un ingresso termico limite di 567 W/m, situazione mostrata in Fig. 5.5.15 e 5.5.16. D'altra parte un'entrata termica appena superiore, pari a 568 W/m, determina la transizione irreversibile del cavo, come mostrato in Fig. 5.5.17 e 5.5.18. Per effetto della resistività del rame crescente con la temperatura la sezione transita si scalda progressivamente. È da notare che nel passaggio da 30 a 60 K trascorre un tempo molto breve, circa 6 decimi di secondo, insufficiente per poter pensare ad una strategia di intervento in caso di guasto.

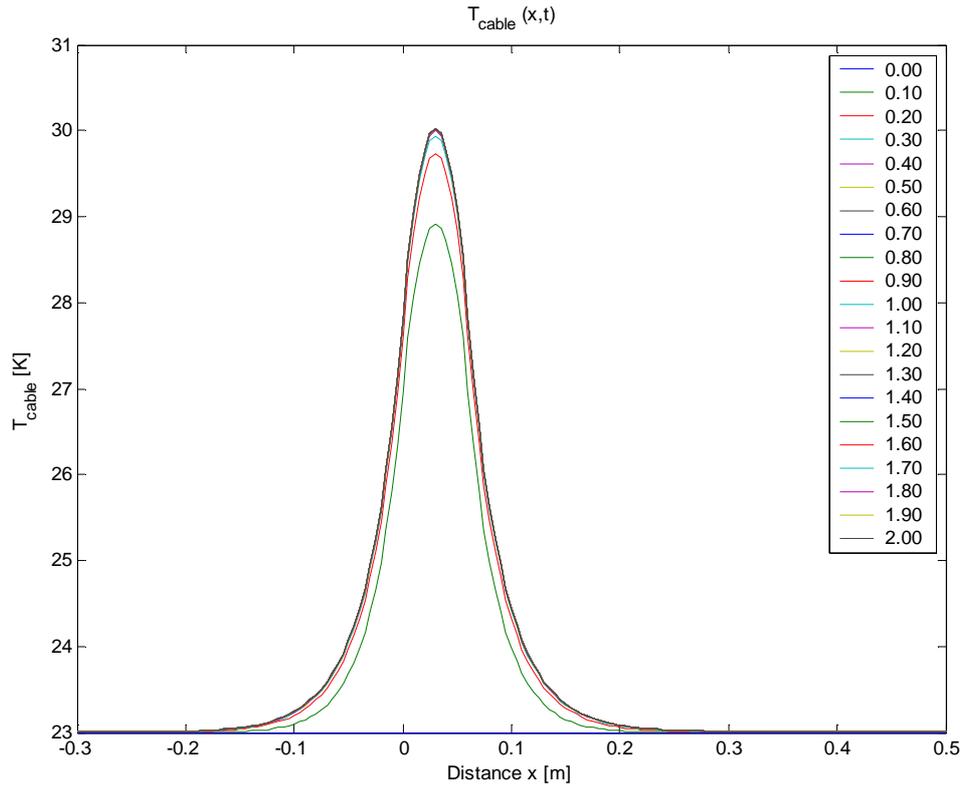


Fig. 5.5.15 – Temperatura del cavo;  $N_{Cu} = 6$ , ingresso termico costante di 567 W/m.

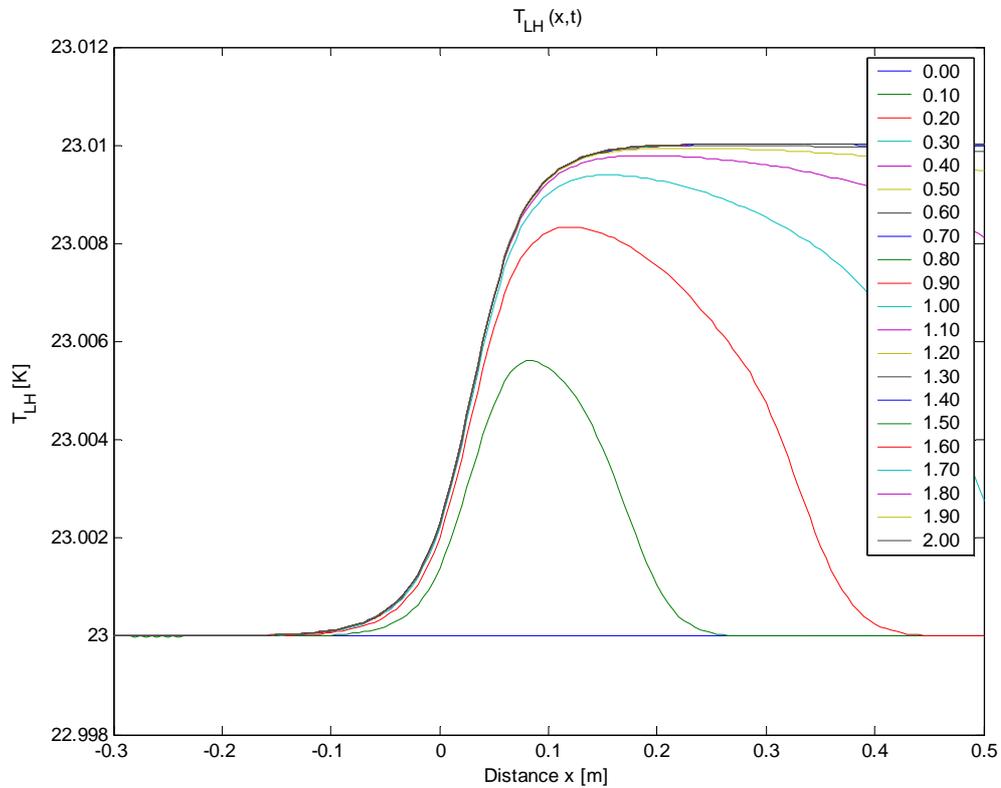


Fig. 5.5.16 – Temperatura dell'idrogeno liquido;  $N_{Cu} = 6$ , ingresso termico costante di 567 W/m.

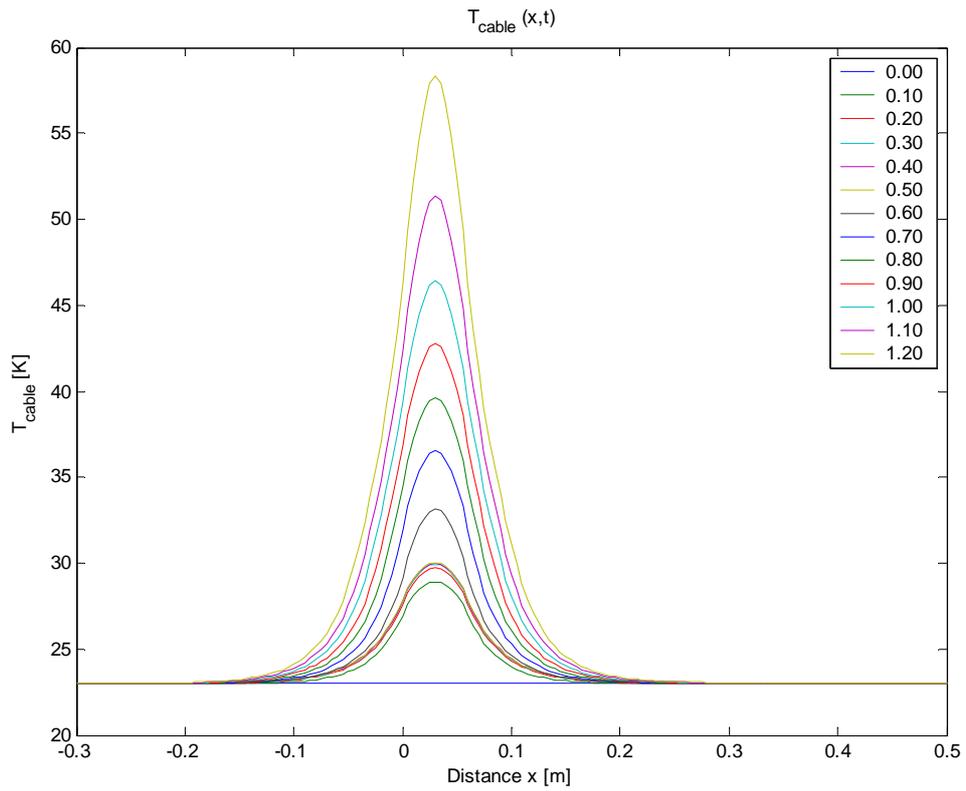


Fig. 5.5.17 – Temperatura del cavo;  $N_{Cu} = 6$ , ingresso termico costante di 568 W/m.

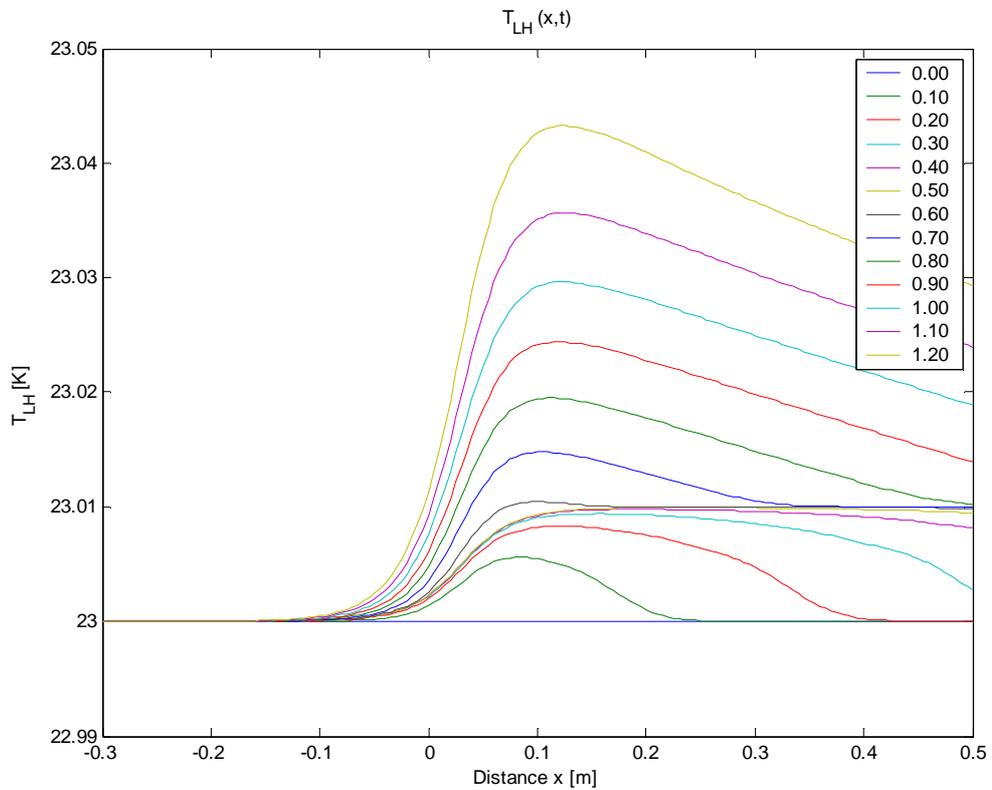


Fig. 5.5.18 – Temperatura dell'idrogeno liquido;  $N_{Cu} = 6$ , ingresso termico costante di 568 W/m.

Nel caso di  $N_{Cu} = 9$ , il cavo non transisce in nessuna sezione fino ad un ingresso termico limite di 667 W/m, situazione mostrata in Fig. 5.5.19 e 5.5.20. Inoltre, un incremento dell'ingresso termico a 668 W/m determina una transizione del cavo non irreversibile, nel senso che il cavo raggiunge una nuova condizione di equilibrio in cui un tratto risulta in transizione mentre la temperatura massima sul cavo si stabilizza attorno ai 36 K. Ciò avviene sia perché la potenza dissipata per effetto Joule nel tratto in transizione è minore, sia perché la capacità della sezione di rame di asportare calore per conduzione dalla zona calda cresce proporzionalmente al numero di fili. La situazione di equilibrio con un tratto del cavo transito è mostrata nelle Fig. 5.5.21 e 5.5.22.

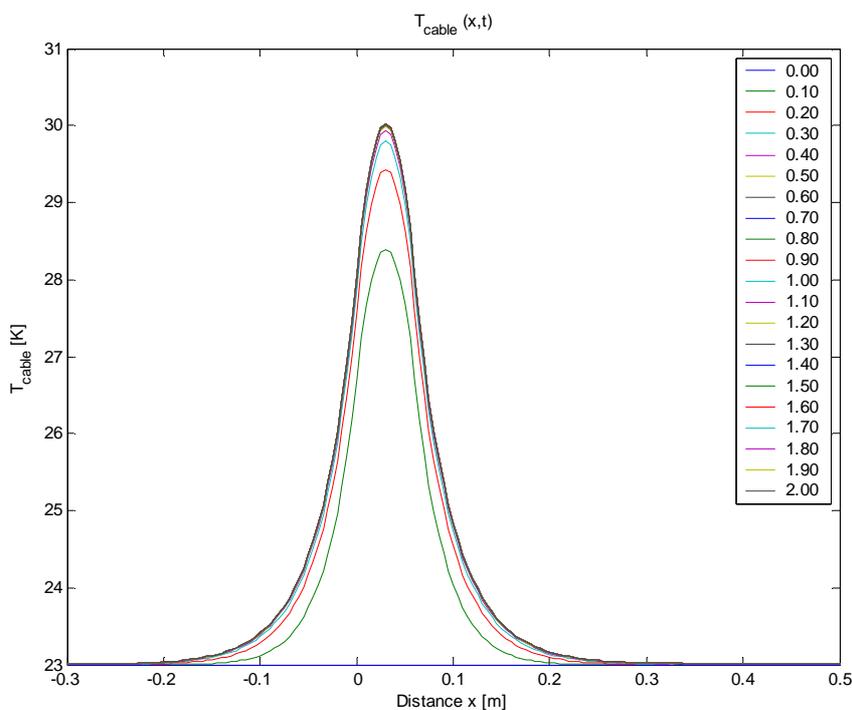


Fig. 5.5.19 – Temperatura del cavo;  $N_{Cu} = 9$ , ingresso termico costante di 667 W/m.

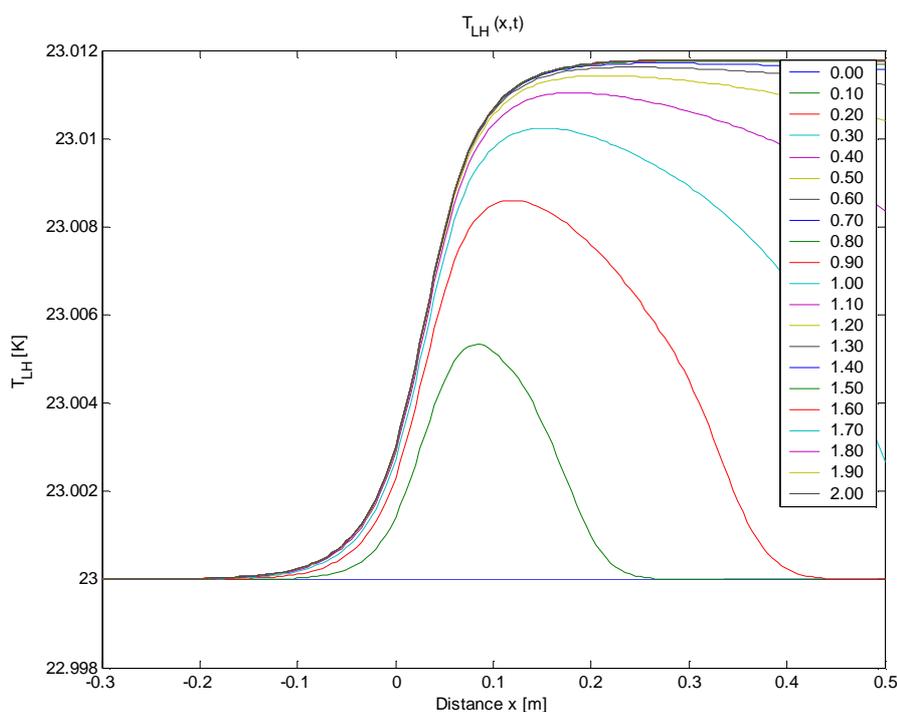


Fig. 5.5.20 – Temperatura dell'idrogeno liquido;  $N_{Cu} = 9$ , ingresso termico costante di 667 W/m.

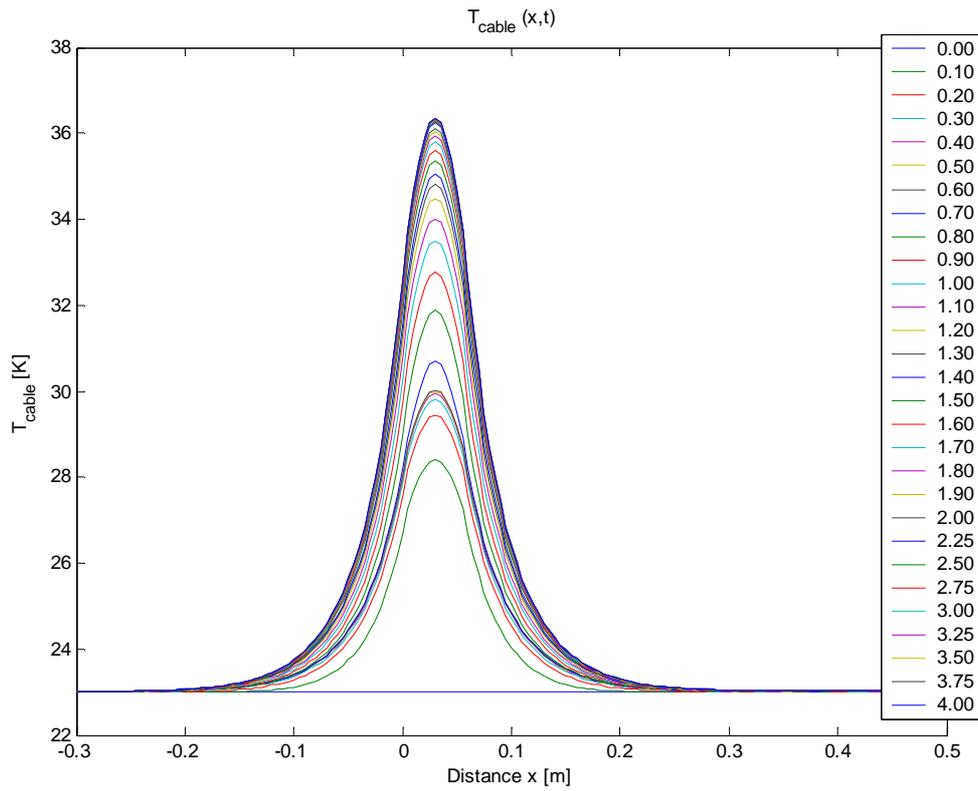


Fig. 5.5.19 – Temperatura del cavo;  $N_{Cu} = 9$ , ingresso termico costante di 668 W/m.

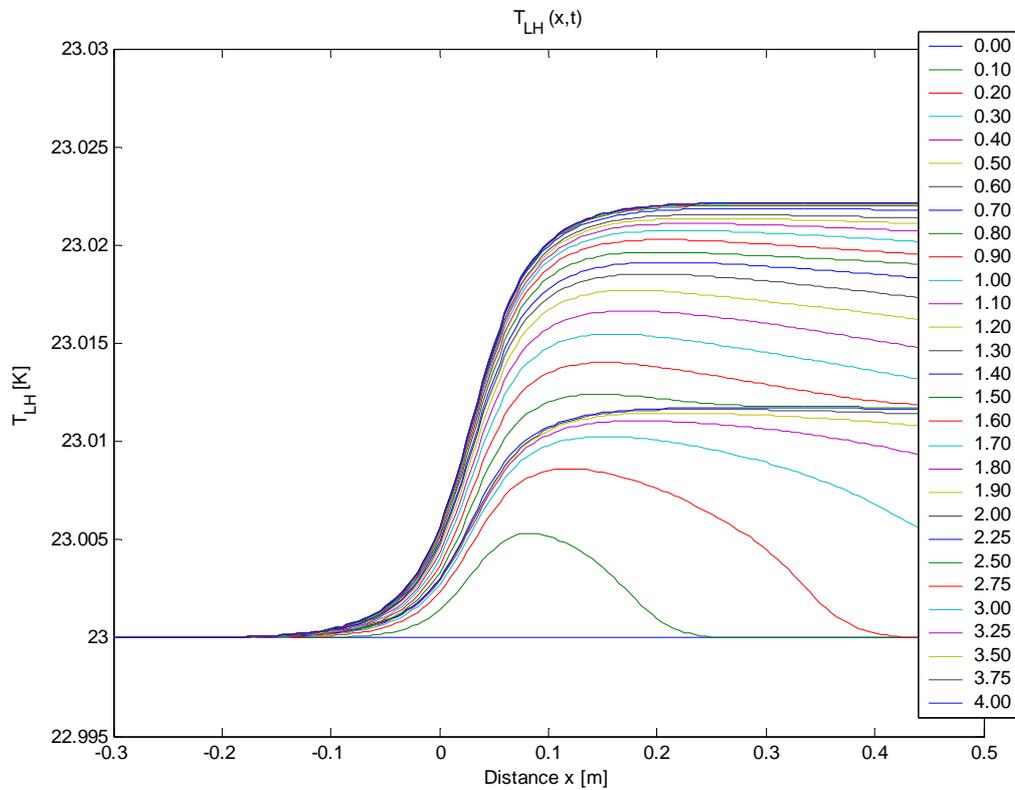
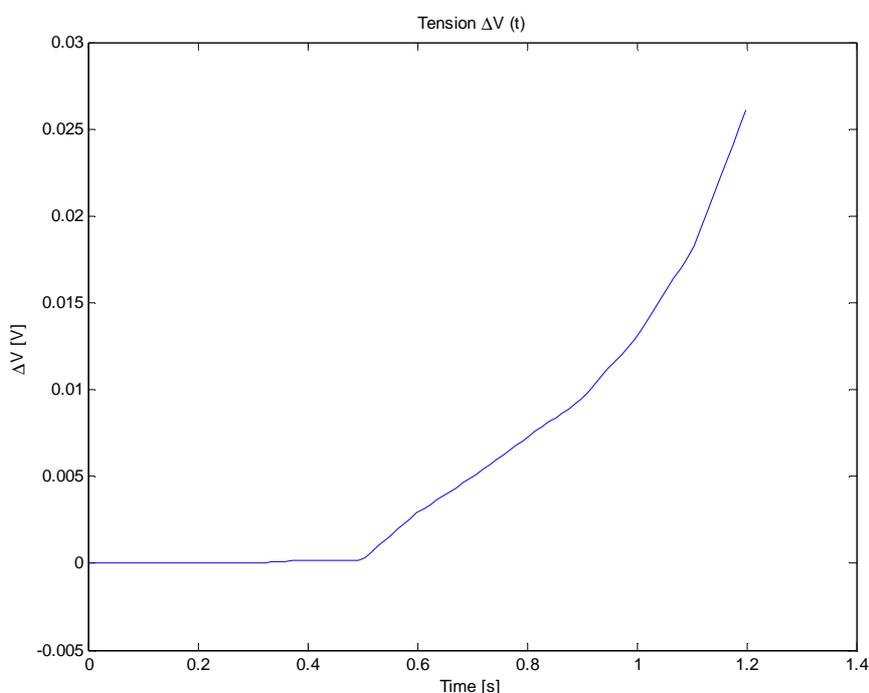
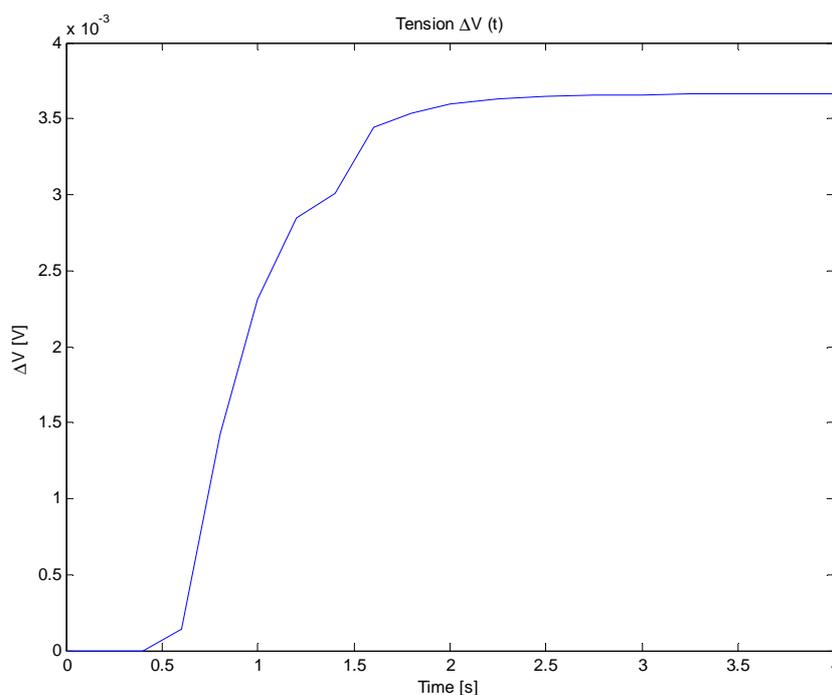


Fig. 5.5.20 – Temperatura dell'idrogeno liquido;  $N_{Cu} = 9$ , ingresso termico costante di 668 W/m.

Nelle situazioni in cui una parte del cavo è allo stato non superconduttivo, si determina una tensione ai capi del tratto transito. I diagrammi di Fig. 5.5.21 e 5.5.22 rappresentano in scala logaritmica l'andamento della tensione ai capi del tratto transito in funzione del tempo, rispettivamente nel caso di  $N_{Cu} = 6$  e  $Q_{in} = 568$  W/m oppure  $N_{Cu} = 9$  e  $Q_{in} = 668$  W/m. Nel primo caso, la tensione cresce progressivamente, arrivando a 25 mV dopo circa 6 decimi di secondo dall'inizio della transizione, quando la temperatura massimo del cavo è già di circa 60 K. Nel caso invece di  $N_{Cu} = 9$  la tensione si stabilizza attorno ai 4 mV dopo circa 1.5 secondi dall'inizio della transizione.



*Fig. 5.5.21 – Andamento della tensione nel tempo;  $N_{Cu} = 6$ , ingresso termico costante di 568 W/m.*



*Fig. 5.5.21 – Andamento della tensione nel tempo;  $N_{Cu} = 9$ , ingresso termico costante di 668 W/m.*