

Frascati, 18 Febbraio 2003

Note: **ME-15**

RAFFREDDAMENTO DEGLI ASSORBITORI DI LUCE DI SINCROTRONE DI DAFNE

L. Pellegrino

1. Introduzione

Gli assorbitori di luce di sincrotrone sono elementi passivi di protezione delle camere da vuoto delle zone dei dipoli e dei wigglers dei Main Rings di DAFNE.

Essi sono stati progettati per dissipare la potenza termica depositata dalla radiazione di sincrotrone emessa dai fasci deflessi, trasferendola all'acqua di raffreddamento. Sono costruiti in un unico blocco di rame (OFHC crudo) e percorsi da acqua circolante in un circuito scavato all'interno.

Le modalità di realizzazione del circuito interno hanno portato a fenomeni localizzati di corrosione in corrispondenza di una riduzione della sezione di passaggio dell'acqua, evidenziatisi improvvisamente con una piccola perdita d'acqua verso la camera da vuoto. Per questo, allo scopo di ridurre o arrestare l'evoluzione del fenomeno di rottura, nella primavera del 2000 è stata ridotta la velocità dell'acqua a valori di sicurezza, compatibili con la potenza termica da asportare.

Nella presente nota si rivedono i criteri di calcolo ed i risultati relativi al raffreddamento e si evidenziano i limiti dell'attuale regime di funzionamento.

2. Metodologia e impostazioni del calcolo

Gli assorbitori montati nelle camere da vuoto di DAFNE sono di lunghezze diverse, ma presentano sezioni trasversali simili. Le verifiche sono state svolte su quello più lungo ed esposto per una maggiore superficie alla radiazione, quindi più sollecitato.

Lo scopo del lavoro è stato di controllare che la massima temperatura raggiunta nel rame e le tensioni imposte dal riscaldamento non uniforme fossero accettabili, verificando inoltre che le deformazioni fossero compatibili con la geometria dell'installazione.

In tutti i calcoli è stata considerata l'ipotesi conservativa di

- trascurabile scambio termico per irraggiamento all'interno della camera da vuoto;
- scambio termico per conduzione verso la camera di trascurabile entità nella zona della flangia di collegamento;
- scambio termico per convezione verso l'ambiente esterno trascurabile.

Nel caso dell'assorbitore in esame la distribuzione di potenza interessa una striscia di lunghezza $L = 385$ mm e di $s=10$ mm di larghezza. Agli scopi della presente analisi si può assumere una distribuzione uniforme equivalente longitudinale di 3 W/mm, alla massima corrente di progetto dell'acceleratore, pari a 5 A [1].

Questo corrisponde ad una potenza totale di 1155 W sull'intero assorbitore.

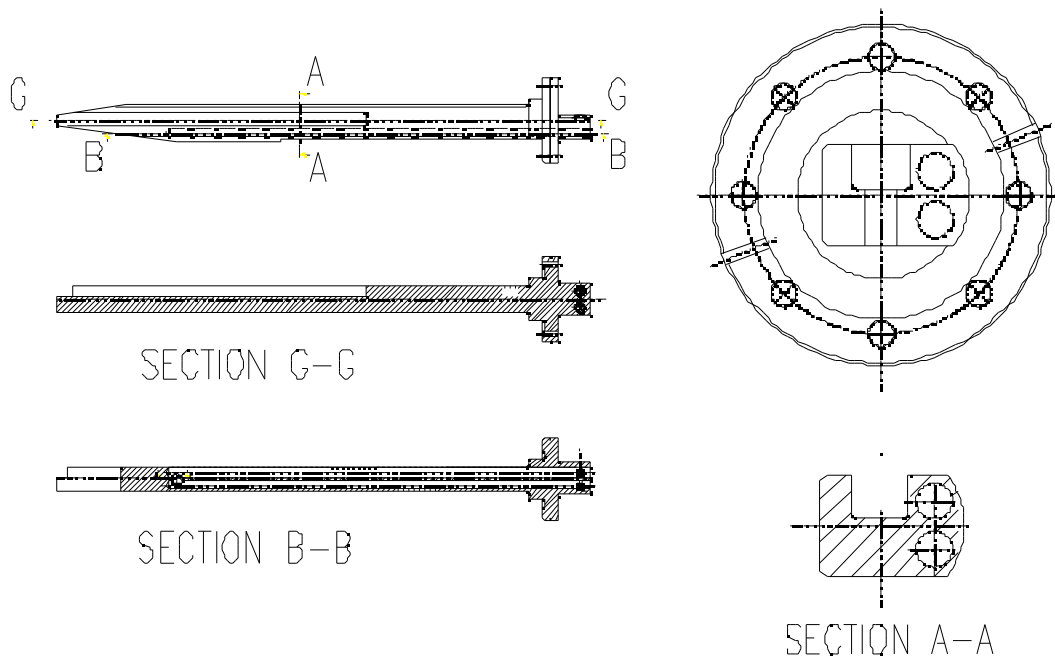


Figura 1: vista e sezioni longitudinali dell'assorbitore SRA-10 e vista e sezione trasversali ingranditi 4 volte

La sezione del foro di passaggio dell'acqua di raffreddamento è circolare, con un diametro di 10 mm. Il passaggio è stato realizzato mediante foratura di due canali paralleli, correnti in posizione eccentrica per l'80% della lunghezza dell'oggetto (figura 1). Alla fine dei canali è stato scavato per fresatura un foro di comunicazione tra i due. Il progetto [2] è stato eseguito in modo da minimizzare la possibilità di perdita di acqua verso la camera da vuoto: quindi niente brasature di chiusura del canale di raffreddamento e nessuna possibile interferenza fra la traiettoria della luce di sincrotrone e il canale stesso. La punta dell'assorbitore non è raffreddata a causa della riduzione di sezione dovuta alla limitatezza dello spazio all'interno della camera da vuoto in cui va montato.

La maggior parte del lavoro è stato svolto per mezzo del programma agli elementi finiti ANSYS. Sono stati impiegati due modelli a diversi livelli di dettaglio: il modello 3D segue fedelmente la geometria tridimensionale reale dell'oggetto. Per la valutazione di possibili scenari relativi alle variazioni di portata dell'acqua di raffreddamento e del carico termico è stato realizzato un modello a 1 dimensione, successivamente validato in confronto ai risultati del modello completo 3-dimensionale.

2.1. Impostazione del modello 3D

Il modello tridimensionale è in realtà costituito dalla sovrapposizione di un modello fluido-termico ed uno strutturale.

Nel primo ("FT") è modellata la geometria reale dell'assorbitore mediante elementi brick di tipo termico, compreso la cavità di passaggio del raffreddamento, mentre lo scambio termico con il fluido è simulato da links tra la superficie interna dei fori ed elementi unidimensionali di tipo pipeflow.

Il passaggio alla analisi delle tensioni e deformazioni (modello "TD") avviene tramite la sostituzione dei bricks termici con analoghi elementi strutturali, l'eliminazione degli elementi pipeflow e l'imposizione delle condizioni al contorno di tipo meccanico.

Tabella 1: dimensioni del modello 3D (FT + TD)

modello	elementi	nodi	gradi lib.
FT	4085	100109	600654
TD	3978	21644	21644

I due modelli sono caratterizzati dai gradi di libertà riportati in tabella 1. Le principali proprietà fisiche adottate per i materiali nel calcolo sono riassunte in tabella 2.

2.2. Modello semplificato unidimensionale

Trascurare i fenomeni di trasporto in direzione trasversale è una ipotesi valida nel caso della prevalenza di una dimensione rispetto alle altre, anche se si è limitati a calcolare solo la distribuzione assiale di temperatura.

Nessuna informazione può inoltre essere ricavata sullo stato tensionale dell'assorbitore: tuttavia un modello del genere permette calcoli in serie in un tempo ragionevole per simulare un transitorio termico o per valutare la sensibilità dell'oggetto a variazioni delle condizioni al contorno.

L'assorbitore è stato suddiviso longitudinalmente in 18 parti sufficientemente omogenee per sezione trasversale, considerando discriminanti anche la presenza del circuito interno di raffreddamento e la distribuzione della potenza incidente.

Tabella 2: valori delle proprietà fisiche impiegati nel calcolo

RAME	
conducibilità (W/mK)	393
densità (kg/m ³)	8940
calore specifico (J/kg K)	385
coefficiente di espansione	17.7e-6
RAFFREDDAMENTO	
diametro interno circuito (m)	0.01
lunghezza (m)	1.020
velocità dell'acqua (m/s)	1.0
conducibilità (W/mK)	0.63
densità (kg/m ³)	1000
calore specifico (J/m ³ K)	4186
fattore di attrito	0.04
coeff. di scambio termico (W/m ² K)	6600
portata (m ³ /s)	132e-6
temperatura di ingresso (°C)	32

Il modello è quindi stato realizzato mediante una fila di 18 elementi termici monodimensionali di caratteristiche geometriche diverse, in grado di trasmettere il calore alle proprie estremità verso gli elementi contigui e di assumere una potenza distribuita lungo la propria lunghezza. Per la parte raffreddata, tali elementi sono collegati trasversalmente nodo per nodo a una fila di elementi pipeflow, corrispondenti al flusso del fluido di raffreddamento. Il legame trasversale (caratterizzato da un'area di interfaccia e da un coefficiente di trasmissione globale) simula lo scambio termico per convezione e conduzione verso la parete interna del condotto scavato nell'assorbitore.

3. Risultati e commenti

3.1 Calcoli termici

Nella figura 2 sono rappresentate le distribuzioni di temperatura conseguenti alle condizioni di tabella 3, limitatamente alla punta dell'assorbitore, non raggiunta dal circuito di raffreddamento.

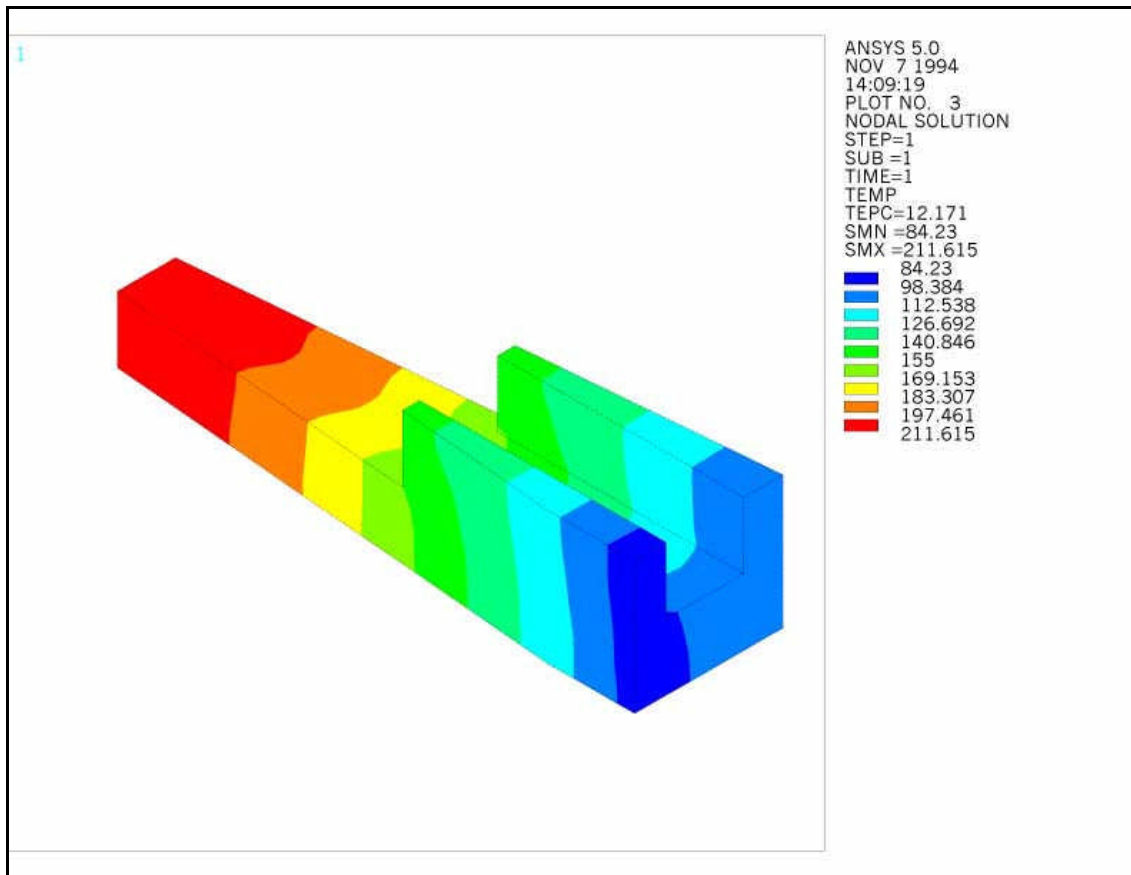


Figura 2: distribuzione di temperatura sulla punta dell'assorbitore (°C)

La temperatura della maggior parte della lunghezza dell'oggetto, come si vedrà anche dal grafico di figura 5, si discosta poco da quella dell'acqua circolante; il fatto è confermato anche dal modestissimo incremento di temperatura fra ingresso ed uscita della stessa (tabella 3).

La massima differenza di temperatura tra la punta dell'oggetto ed il raffreddamento può essere verificata approssimativamente con la seguente formula, valida per una barra a sezione costante raffreddata ad una estremità a data temperatura:

$$T_{\max} = \frac{wL^2}{2kA} = \frac{3000 \cdot 0.152^2}{2 \cdot 395 \cdot 470 \cdot 10^{-6}} = 186.7^\circ C$$

in cui:

w= distribuzione lineare di potenza (W/m)

L= distanza della punta dal raffreddamento (m)

k= conducibilità del rame (W/m K)

A= sezione uniforme equivalente della punta (m²)

Tale incremento va confrontato con il corrispondente valore nella simulazione tridimensionale, pari al massimo valore in figura 2 meno la temperatura media dell'acqua di raffreddamento (tabella 3):

$$T_{\max}(3D) = T_{\max} - \frac{T_{\text{acqua_in}} + T_{\text{acqua_out}}}{2} = 211.6 - \frac{34 + 32}{2} = 178.6^{\circ}\text{C}$$

Lo scostamento di appena il 4.5% tra i due valori rappresenta una buona conferma dell'impostazione del calcolo agli elementi finiti.

3.2 Calcoli meccanici

I risultati del calcolo strutturale, riassunti in tabella 3, evidenziano deformazioni nei limiti dell'accettabile per le tolleranze di montaggio degli assorbitori all'interno delle camere da vuoto degli archi dei Main Rings di DAFNE.

Tali camere hanno infatti sezioni di forma particolare per alloggiare i vari componenti dell'acceleratore, ed è importante non creare interferenze e sollecitazioni meccaniche su di esse durante l'operazione della macchina.

Si noti comunque la curvatura laterale indotta dal riscaldamento differenziato fra il lato contenente i tubi e l'altro (figura 3).

Le tensioni (figura 4) sono al di sotto del limite elastico per il rame OFHC crudo (450 MPa) per un fattore 25, e comunque concentrate lontano dalla posizione del raffreddamento.

In effetti, l'unica preoccupazione derivante dal raggiungimento di una soglia critica per l'innesco e la propagazione di una cricca è relativa alla eventualità di avere una perdita di acqua verso la camera da vuoto. Il risultato risulta perciò confortante da questo punto di vista.

Il modello semplificato ad una dimensione ha consentito di fare una indagine sulla sensibilità dell'oggetto a variazioni di carico e di raffreddamento. Nella figura 5 sono riportate le temperature lungo l'ascissa longitudinale ottenute a diverse condizioni di carico e raffreddamento.

Tabella 3: sommario delle condizioni al contorno e dei risultati per il modello 3D

CONDIZIONI AL CONTORNO	
flusso termico equiv. (W/m ²)	225e3
superficie caricata (m ²)	3.85e-3
potenza termica totale (W)	1155
temperatura di ingresso acqua (°C)	32.0
RISULTATI	
temperatura di uscita acqua (°C)	34.0
incremento temperatura acqua (°C)	2.0
massima temperatura rame (°C)	211.6
massima tensione equiv. (MPa)	12.4
massima tensione assiale (MPa)	18.1
massima deformazione (m)	0.65e-3

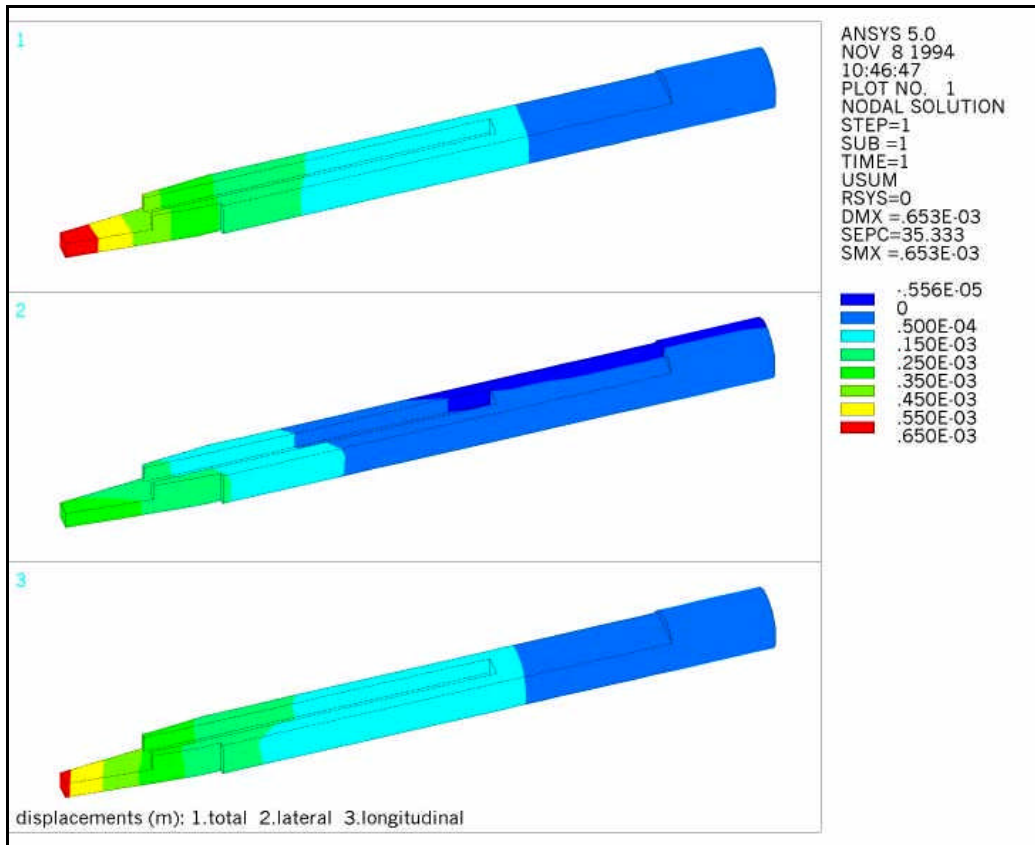


Figura 3: Spostamenti (m) totali (in alto), laterali (al centro) e longitudinali (in basso)

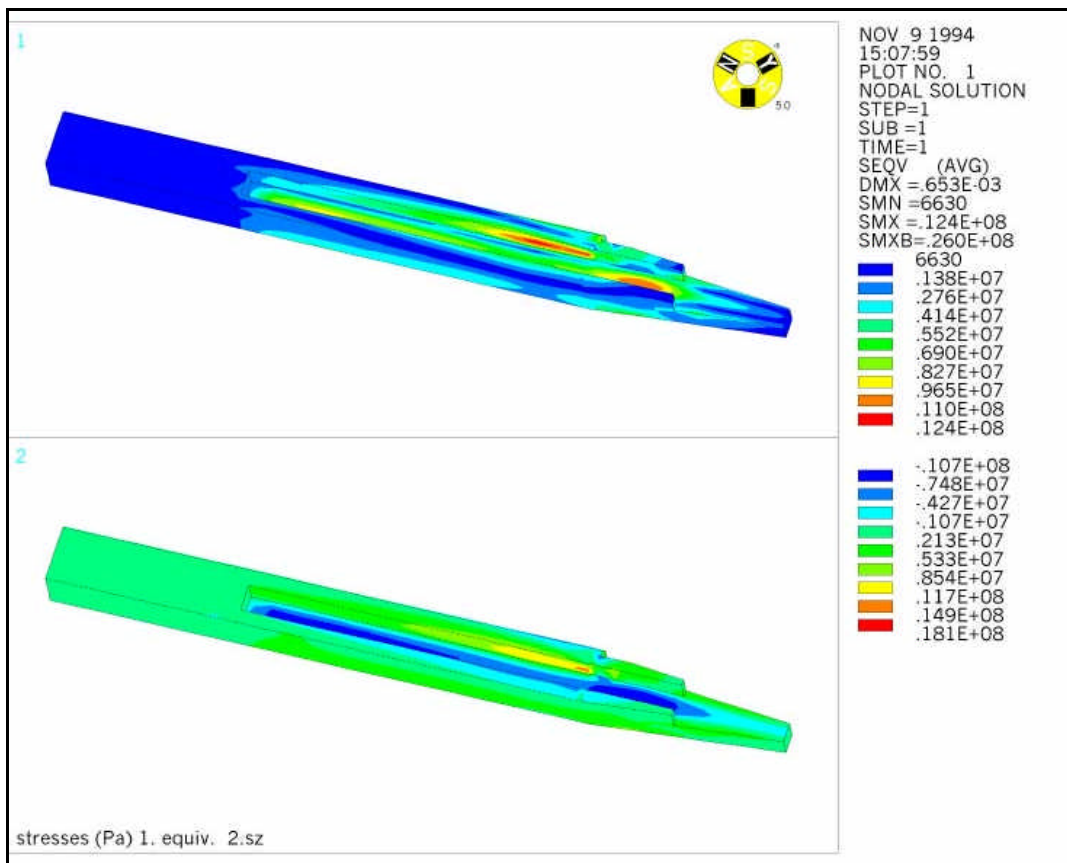


Figura 4: tensioni meccaniche (Pa) equivalenti (in alto) e componente assiale (in basso)

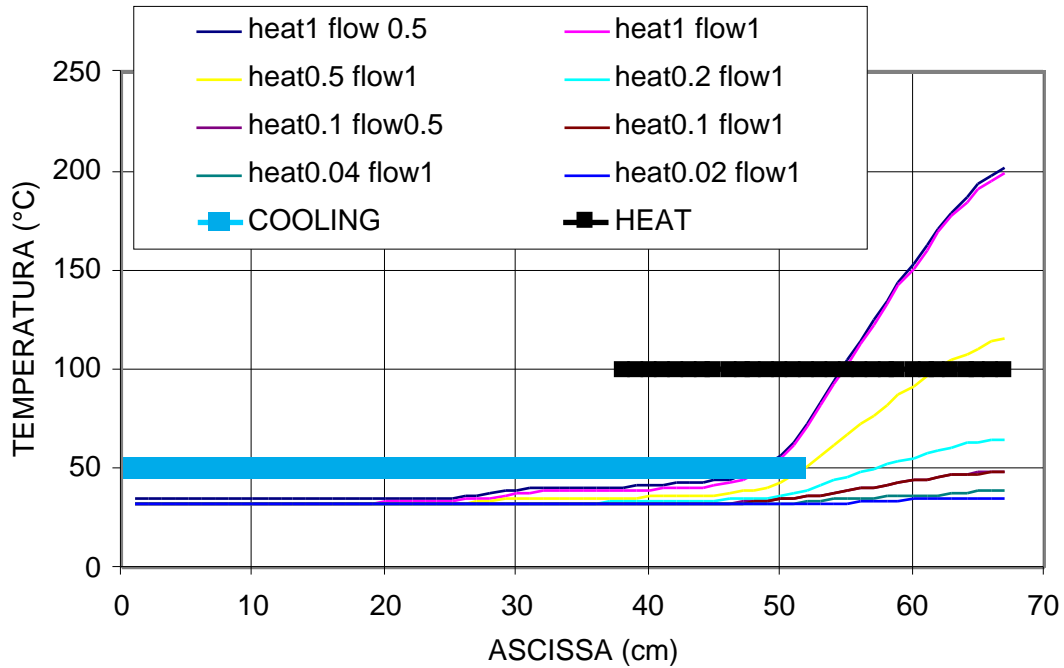


Figura 5: andamento della temperatura lungo l'assorbitore a diverse condizioni di carico e di raffreddamento. Sono evidenziati la zona raffreddata e quella sollecitata dalla radiazione

In figura 6 sono aggregati i risultati per varie condizioni di carico a parità di portata d'acqua di raffreddamento: per ogni valore del rapporto tra la potenza incidente ed il valore nominale sono riportati la temperatura massima raggiunta nel rame e l'incremento di temperatura dell'acqua.

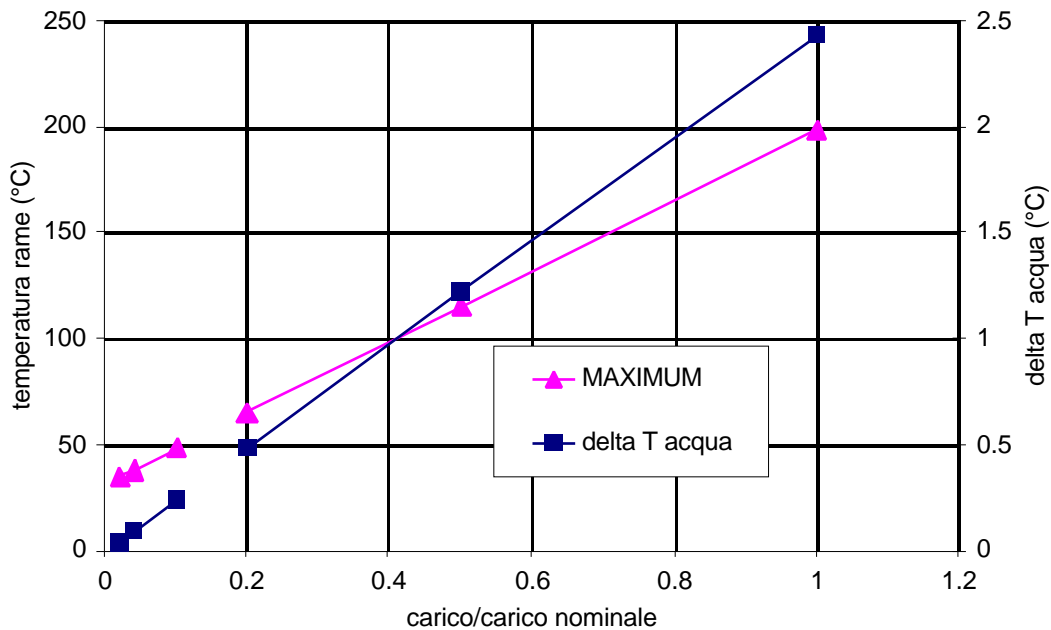


Figura 6: massimi valori assunti dalla temperatura dell'assorbitore e dall'incremento di temperatura dell'acqua alle diverse condizioni di potenza incidente

Lo scostamento dei risultati tra il modello a una dimensione e quello completo e quindi la validità del modello semplificato è valutabile dal confronto tra le differenze di temperatura massime raggiunte con i due metodi:

$$T_{\max}(3D) = 211.6 - 32 = 179.6 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\max}(1D) = 199.6 - 32 = 167.6 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Lo scostamento è del 6.7 %, ancora tollerabile agli scopi della presente trattazione, probabilmente dovuto alla discretizzazione della variazione continua di sezione dell'oggetto nel modello semplificato.

3.3. Simulazione di un transitorio termico

Utilizzando il modello semplificato, è stata condotta un'analisi termica dinamica in caso di interruzione del raffreddamento, per valutare il tempo di intervento massimo ammissibile di un eventuale sistema di riserva. In questo calcolo sono state trascurate altre modalità di dissipazione del calore diverse dalla convezione e conduzione attraverso l'acqua di raffreddamento (in questo caso ferma): il risultato sarà perciò conservativo, tanto più quanto al salire della temperatura avrà influenza l'irraggiamento all'interno della camera da vuoto e la conduzione attraverso la connessione flangiata alla stessa camera.

Partendo al tempo $t = 0$ dalla situazione di regime in condizioni di carico e di raffreddamento nominali ($T_{\max} = 199.6^{\circ}\text{C}$), e fissando l'evento di guasto al tempo $t = 10$ s, l'analisi ha coperto un periodo totale di 200 s. In figura 7 è riportato l'andamento temporale delle temperature di sette punti scelti lungo l'asse dell'assorbitore, equispaziati tra il punto di massima e quello di minima temperatura, corrispondenti agli estremi secondo la precedente analisi (figura 5, curva "heat 1 flow 1", relativa alle condizioni nominali).

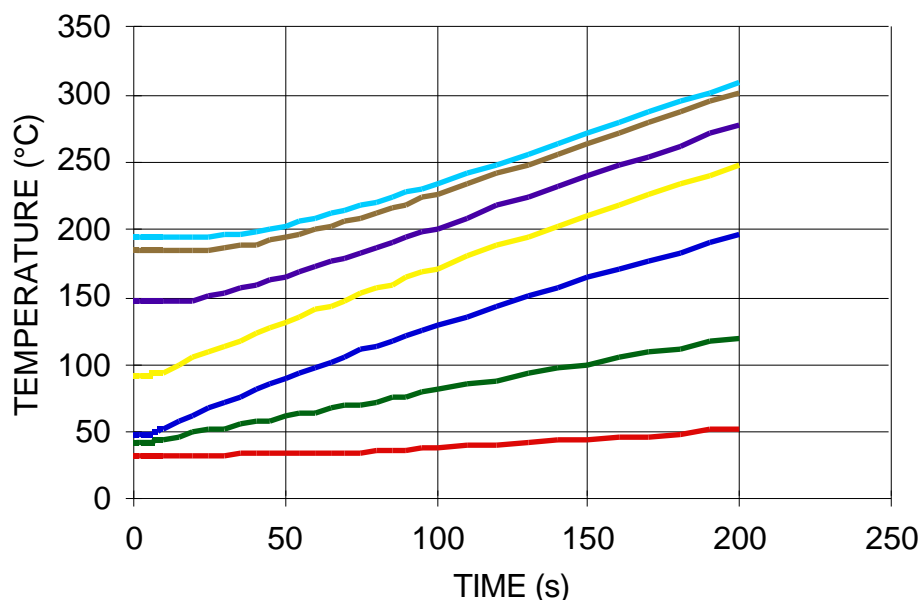


Figura 7: andamento temporale della temperatura in diverse sezioni dell'assorbitore in caso di interruzione del raffreddamento al tempo $t=10$ s.

La pendenza quasi costante delle curve verso la fine della simulazione mostra un incremento di circa 0.75 °C/s. Dati i valori di tensione iniziale piuttosto limitati e localizzati, si è comunque lontani dai rischi di creep ad alta temperatura.

Tuttavia, ad una temperatura di circa 300°C la resistenza a trazione del rame OFHC si riduce del 30-40 % (inizio della ricottura), per scendere drasticamente oltre i 400°C.

In assenza di altre modalità di dissipazione, e nelle condizioni di carico massimo, in un tempo di alcuni minuti si potrebbe raggiungere una situazione di crisi.

4. Situazione impiantistica

Gli assorbitori montati nelle camere da vuoto dei Main Rings di DAFNE sono 88, e sono collegati idraulicamente in serie a coppie, dal momento che l'incremento della temperatura dell'acqua risulta modesto, mentre la differenza di pressione tra ingresso ed uscita del singolo assorbitore risulta inferiore a quella disponibile.

La distribuzione idraulica avviene da 8 collettori del sistema di raffreddamento dei magneti e RF dei Main Rings, ogni collettore ha 10 o 12 assorbitori collegati in serie-parallelo (un parallelo di 5 o 6 serie da 2). La portata è largamente indipendente dal numero (10 o 12) di assorbitori collegati perché la grande dimensione del circuito di raffreddamento rispetto al singolo collettore agisce come una sorgente di capacità infinità, almeno finché risulta trascurabile l'influenza della perdita di pressione sul collettore stesso rispetto a quella delle singole utenze.

Una sintesi esemplificativa delle misure fatte nel novembre 1997 sono riportate in tabella 4. Le misure sono fatte a diverse posizioni della valvola di taratura e quindi a diverse portate e pressioni differenziali.

Tabella 4: portate misurate su un collettore tipico (parallelo di 6 serie di due assorbitori)

p (kPa)	portata (litri/s)		v (m/s)
	per collettore	per 1 coppia	
550	1.087	0.18	2.3
370	0.89	0.15	1.9
130	0.53	0.09	1.1
60	0.36	0.06	0.8

4. Conclusioni

I valori di temperatura riportati nella presente nota sono relativi ad un livello di radiazione di sincrotrone conseguente ad una corrente di 5 A per singolo fascio. Attualmente la corrente è intorno ad 1 A. La potenza incidente sugli assorbitori è conseguentemente scalata di un fattore 5. Inoltre, il monitoraggio termico delle camere da vuoto su cui sono montati non ha evidenziato problemi particolari.

Tuttavia, si sono recentemente verificati due episodi di guasto: uno (già citato) di perdita di acqua di raffreddamento verso la camera da vuoto ed un altro di interruzione del flusso di acqua su un collettore degli assorbitori.

Il primo, causato da corrosione locale, ha indotto maggior attenzione verso la regolazione della portata ad un valore minimo indispensabile per il raffreddamento degli assorbitori, dal momento che velocità al di sopra di 1-1.5 m/s costituiscono un fattore importante di predisposizione alla corrosione, e comunque sinergico ad altre modalità (chimica ed elettrochimica).

Il secondo episodio, l'interruzione del flusso di acqua su un collettore degli assorbitori, è stato conseguente all'allentamento del meccanismo di movimento della relativa valvola di taratura, appena riposizionata. In questo caso sono passate diverse ore dal momento del guasto al momento in cui è stato rilevato, senza apparenti conseguenze dopo il ripristino del corretto flusso di raffreddamento.

L'effetto immediato del mancato raffreddamento è stato un sensibile aumento di temperatura della camera da vuoto, con conseguenti problemi sul vuoto, ed è stato proprio questo a rendere possibile l'individuazione del guasto.

Questo secondo episodio, nonostante abbia mostrato una discreta tolleranza del sistema alla situazione di fault al livello attuale di corrente (non ci sono state gravi conseguenze), ha comunque evidenziato contemporaneamente l'importanza degli assorbitori in funzione di schermo e protezione della camera per l'operazione della macchina.

Bibliografia

- [1] A. Clozza: comunicazione privata.
- [2] V. Lollo, Y. He: "DAFNE Project, Storage Rings, Arc Chamber, Absorber 10" Drawing SR-02.179-A-0 Rev. B.
- [2] J. H. Lienhard: "A heat transfer textbook", Prentice Hall, Englewood Cliffs, New Jersey (USA), 1981.
- [3] D. B. Montgomery: "Solenoid magnet design", J. Wiley & sons, N.Y., (USA), 1969. (capitolo 3: "General cooling considerations").
- [4] D. H. Parkinson, B. E. Mulhall: "The generation of high magnetic fields", Heywood Books, London, 1966. (capitolo 3: "Cooling").
- [5] F. Kreith: "The CRC handbook of thermal engineering ", CRC Press, Boca Raton, FL, USA, 1999
- [6] AAVV: ASM HANDBOOK, vol.2: "Properties and selection: non-ferrous alloys and special-purpose materials", ASM International, USA, 1990.