

Frascati, 10 Febbraio, 2003

Note: **ME-14**

## **RAFFREDDAMENTO DELLA CAVITÀ IN TERZA ARMONICA DI DAFNE**

L. Pellegrino

### **1. Introduzione**

L'insieme della cavità in terza armonica dei Main Rings di Dafne è costituito dal corpo principale in lega di alluminio (2219 T851), su cui sono ricavate delle aperture flangiate, dal tuner e dall' HOM damper.

Il raffreddamento del corpo della cavità è realizzato da tubi di rame posizionati in cave correnti in senso poloidale. Ogni tubo corrisponde ad un circuito idraulico posto in parallelo agli altri. Il tuner ed il damper sono dotati di un proprio circuito di raffreddamento.

In questa nota viene esposto il progetto del raffreddamento ad acqua del corpo della cavità, evidenziando i criteri di calcolo ed i risultati relativi.

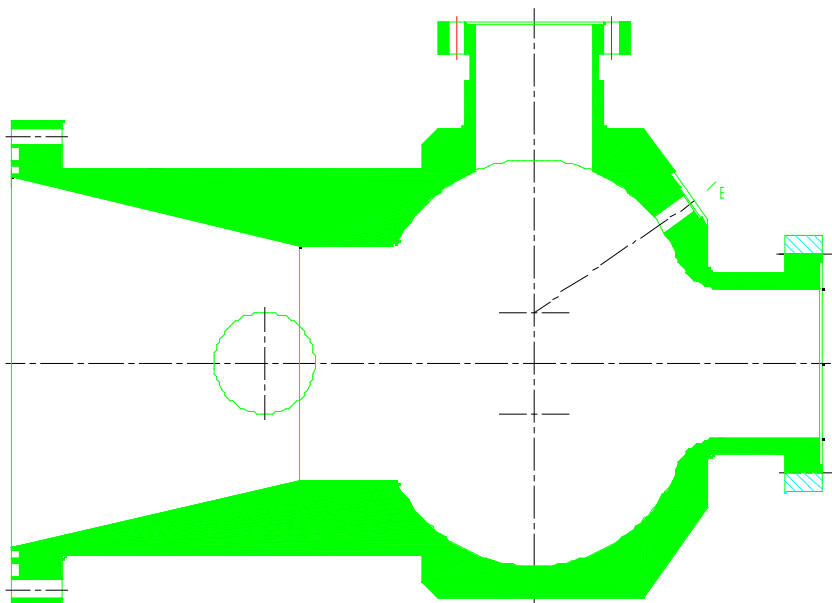


Figura 1: sagoma della cavità

## 2. Metodologia e impostazioni del calcolo

### 2.1 Condizioni al contorno

Lo scopo del lavoro è stato di controllare la massima temperatura raggiunta nel corpo della cavità data la distribuzione di potenza e valutare il grado di uniformità termica raggiungibile per mezzo di un numero ragionevole di circuiti di raffreddamento.

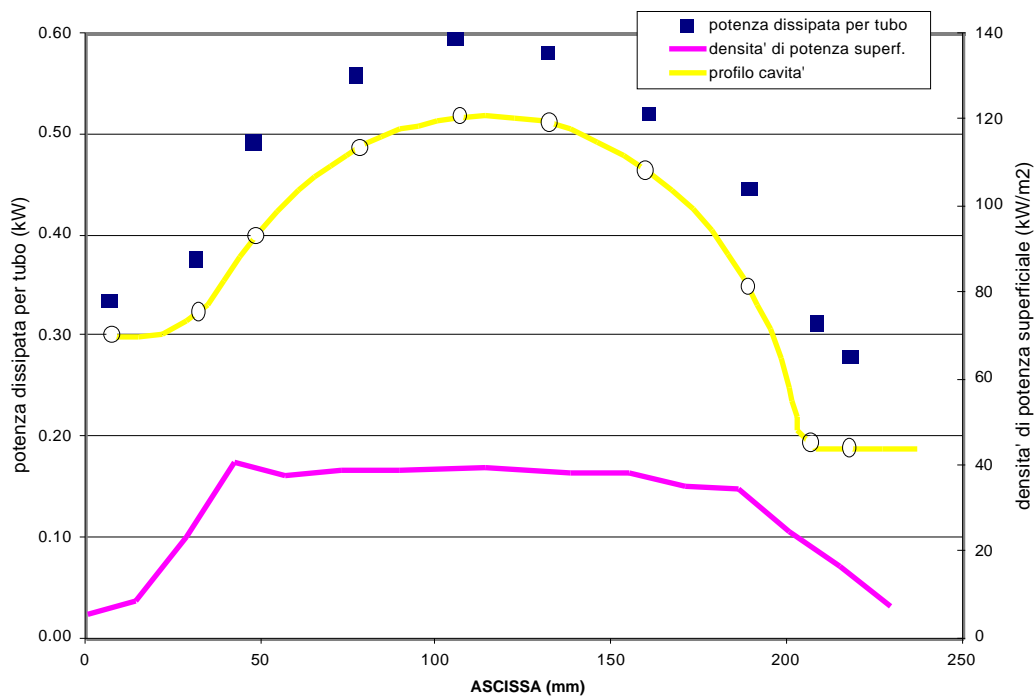


Figura 2: Distribuzione della densità di potenza.

Nei calcoli sono state considerate le ipotesi conservative seguenti:

- trascurabile scambio termico per irraggiamento e convezione verso l'ambiente esterno, successivamente verificata;
- scambio termico per conduzione verso le camere limitrofe di trascurabile entità nella zona della flangia di collegamento;

La distribuzione di potenza elettromagnetica assegnata [1], riportata in Figura 2, è assialsimmetrica e corrisponde ad una potenza totale di 4.5 kW sull'intera cavità.

La maggior parte del calcolo è stato svolto per mezzo del programma agli elementi finiti ANSYS. Le verifiche sull'entità dello scambio per convezione sono state eseguite per mezzo del solutore TKSolver.

### 2.2 Modello a due dimensioni

Il modello assialsimmetrico è ricavato dalla sezione longitudinale della cavità, opportunamente semplificata; è stata cioè trascurata l'influenza delle aperture, considerando anche che la stessa distribuzione di potenza data ha simmetria assiale.

Lo scambio termico con il fluido di raffreddamento è simulato da elementi "convection link" di dato coefficiente di scambio termico tra la superficie della cavità in corrispondenza della posizione dei singoli tubi di raffreddamento e un pari numero di heat sinks a temperatura fissa e nota, corrispondenti alla massa dell'acqua di raffreddamento. È stata quindi trascurata l'influenza della variazione di temperatura lungo il percorso del fluido, adottando per essa il valore finale ipotizzato (37°C).

Il numero dei tubi è stato scelto in base ad un predimensionamento esemplificato in Tabella 1, assumendo un ragionevole incremento di temperatura dell'acqua di 5°C, e quindi una portata di 0.215 litri/s per asportare 4.5 kW, secondo la seguente relazione:

$$Q[m^3/s] = \frac{W[kW]}{4186 \cdot \Delta T[^\circ C]}$$

La velocità dell'acqua nel tubo è stata fissata a 1 m/s, generalmente accettabile per applicazioni del genere.

Tabella 1: Configurazioni equivalenti per il predimensionamento del circuito di raffreddamento

D interno	mm	10	8	<b>6</b>	4
Sezione	mm <sup>2</sup>	78.5	50.3	<b>28.3</b>	12.6
portata @1 m/s	l/s	0.079	0.050	<b>0.028</b>	0.013
# tubi	1	3	4	<b>8</b>	17
portata totale	l/s	0.215	0.215	<b>0.215</b>	0.215
Perimetro	mm	31.4	25.1	<b>18.8</b>	12.6

È stata scelta inizialmente la configurazione di 8 tubi di diametro interno 6 mm, per poi proseguire per tentativi per determinare la loro posizione nell'ipotesi di ottenere una disuniformità massima di temperatura nel corpo della cavità di 10°C.

Tabella 2: Superfici e potenzialità di scambio termico per il tubo da 6 mm ID nelle posizioni scelte. Tra parentesi i tubi aggiunti in seguito alle verifiche

pipe #	diametro circuito	superficie interna	scambio termico
@ 6 mm ID	mm	m <sup>2</sup>	W/K
(1)	230	0.0136	49
2	230	0.0136	49
3	266	0.0158	57
4	284	0.0168	61
5	284	0.0168	61
6	284	0.0168	61
7	284	0.0168	61
8	256	0.0152	55
9	200	0.0118	43
(10)	140	0.0083	30
totale (2-9)		0.124	445
<b>totale (1-10)</b>		<b>0.146</b>	<b>524</b>

Il coefficiente di scambio termico  $h$  tra fluido e parete interna del tubo è funzione della velocità e della temperatura dell'acqua e del diametro del tubo, e la relazione da impiegare per la sua valutazione è determinata dai valori dei numeri di Reynolds ( $Re$ ) e di Prandtl ( $Pr$ ) e dal rapporto tra il diametro e la lunghezza del tubo. Il valore medio adottato è riportato in Tabella 3.

Le superfici di scambio e la potenzialità di scambio termico per Kelvin di differenza fluido-parete per 8 (10) tubi ID 6 mm nelle posizioni scelte sono riportate nella Tabella 2.

Il valore totale (sia per 8 che per 10 tubi) riportato nella Tabella 2 è compatibile al fine di asportare la potenza richiesta con differenze di temperatura prevedibili tra il fluido e la parete interna del tubo dell'ordine di  $10^{\circ}\text{C}$ .

La richiesta uniformità di temperatura ha portato comunque ad aggiungere 2 tubi, incrementando così la portata del 25%.

In Tabella 3 sono riportati i valori adottati per le caratteristiche dei materiali.

Tabella 3: Valori delle caratteristiche fisiche impiegati nel calcolo

<b>ALLUMINIO</b>	
conducibilit (W/mK)	<b>230</b>
densit ( $\text{kg/m}^3$ )	<b>2699</b>
calore specifico (J/kg K)	<b>900</b>
<b>ACQUA DEMI</b>	
velocit dell'acqua (m/s)	1.0
conducibilit (W/mK)	0.63
densit ( $\text{kg/m}^3$ )	1000
calore specifico ( $\text{J/m}^3\text{K}$ )	4186
viscosit dinamica (Pa s)	0.001
coeff. scambio termico ( $\text{W/m}^2\text{K}$ )	3600
portata totale per 10 tubi ( $\text{m}^3/\text{s}$ )	$0.28 \cdot 10^{-3}$
temperatura di ingresso ( $^{\circ}\text{C}$ )	32

### 3. Risultati e commenti

#### 3.1 Distribuzione di temperatura

Nella Figura 3 è rappresentata la distribuzione di temperatura nel corpo della cavità nel caso di potenza elettromagnetica imposta di 4.5 kW. Come si può osservare è stata raggiunta la desiderata uniformità di temperatura.

Il calcolo è stato ripetuto per valori della potenza complessiva multipli di un fattore 2, 3 e 5, al fine di valutare la possibilità di funzionamento in diversi punti di lavoro.

Il quadro completo delle simulazioni per differenti carichi termici è dato dalla Tabella 5.

Come era prevedibile, c'è proporzionalità diretta tra la potenza globale ed i valori del campo di temperature. La differenza di temperatura di  $10^{\circ}\text{C}$  tra il fluido e la parete interna del tubo ipotizzata nel predimensionamento si rivela corretta.

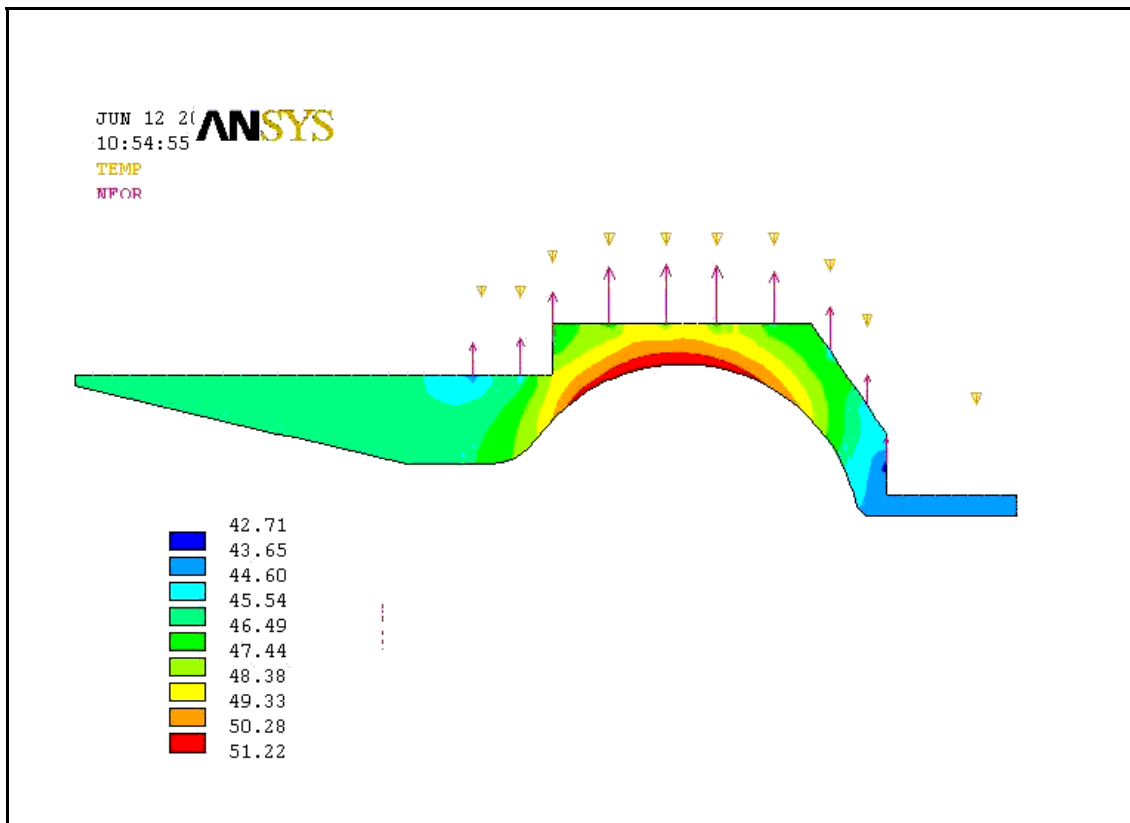


Figura 3: Distribuzione di temperatura per  $W= 4.5\text{kW}$ , riferita all'acqua a  $37^\circ\text{C}$

Tabella 4: Sommario dei risultati del calcolo FEM (acqua di raffreddamento  $37^\circ\text{C}$ )

fattore di carico	<b>1</b>	2	3	5
Potenza (kW)	<b>4.5</b>	8.9	13.5	22.01
Tmax corpo cavit (jC)	<b>51.2</b>	65.5	79.7	108.13
max deltaT (parete-acqua) (jC)	<b>9.811</b>	19.622	29.433	49.055
max potenza distr. (kW/m <sup>2</sup> )	<b>40</b>	80	120	200
max delta T (corpo cavit -acqua) (jC)	<b>14.3</b>	28.6	42.9	71.5
max potenza dissipata in un circuito (W)	<b>593</b>	1187	1780	2967

### 3.2 Controllo dei risultati

Per la valutazione di massima del calcolo ad elementi finiti, è stata adottata la seguente formula, che fornisce una stima della massima differenza tra la temperatura del corpo di alluminio e la massa del fluido di raffreddamento [2,3]; questa approssimazione vale nel caso in cui sia possibile ripartire la potenza termica in modo uniforme tra i tubi di raffreddamento e definire la distanza massima tra un punto di detta superficie ed il tubo più vicino.

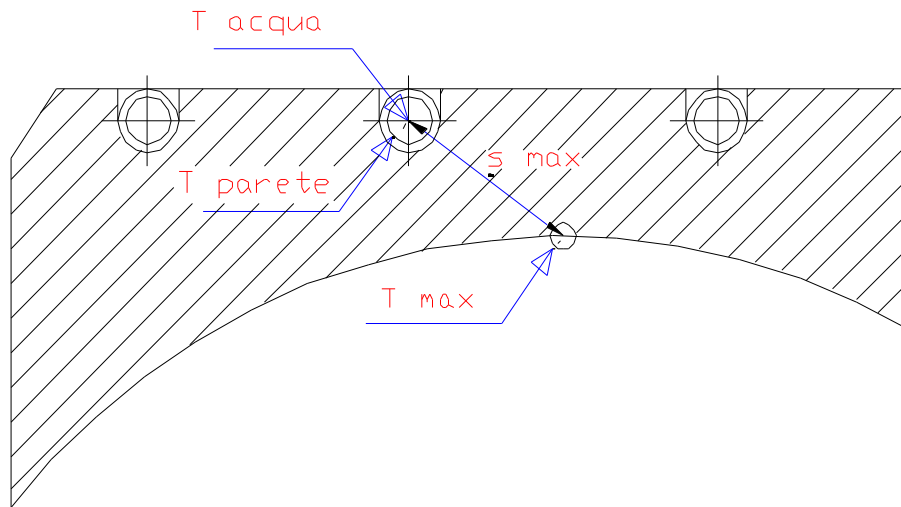


Figura 4: Definizione delle temperature (zona centrale della cavità)

È quindi applicabile nella zona centrale della cavità (schematizzata nella Figura 4), che è maggiormente sollecitata, e ci può dare indicazioni sulla temperatura massima raggiunta.

$$T_{\max} = (T_{\text{ALLUMINIO}} + T_{\text{ACQUA}}) = (T_{\max} - T_{\text{parete}}) + (T_{\text{parete}} - T_{\text{acqua}}) = \frac{qs}{k} + \frac{W}{hS}$$

in cui:

$q$ =	max densità superficiale di potenza ( $\text{W}/\text{m}^2$ ) (Fig. 2)
$s$ =	max distanza dal raffreddamento all'interno del corpo (m) (Fig. 4)
$k$ =	conducibilità dell'alluminio ( $\text{W}/\text{mK}$ )
$W$ =	max potenza dissipata in un tubo (W) (Fig. 2)
$h$ =	coefficiente di scambio termico convettivo acqua-parete tubo ( $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ )
$S$ =	superficie interna del tubo ( $\text{m}^2$ )
$T_{\max}$ =	temperatura massima del corpo in alluminio ( $^{\circ}\text{C}$ ) (Fig. 4)
$T_{\text{parete}}$ =	temperatura della parete interna del tubo di raffreddamento ( $^{\circ}\text{C}$ ) (Fig. 4)
$T_{\text{acqua}}$ =	temperatura interna dell'acqua di raffreddamento ( $^{\circ}\text{C}$ ) (Fig. 4)

I valori di massima densità superficiale di potenza e massima potenza dissipata in un tubo sono proporzionali alla potenza totale nei diversi casi di Tabella 4; l'incremento di temperatura corrispondente riportato in Tabella 6.

Considerando una temperatura dell'acqua di  $37^{\circ}\text{C}$  come nel calcolo FEM, questi valori sono in perfetto accordo con il risultato presentato nella Fig. 3.

Tabella 5: valutazione semplificata del massimo incremento di temperatura

q= max densità sup. di potenza (W/m <sup>2</sup> )	40000	80000	120000	200000
W= max potenza dissipata in un tubo (W)	600	1200	1800	3000
$\Delta T_{\text{Alluminio}}$ (°C)	4.3	8.7	13.0	21.7
$\Delta T_{\text{acqua}}$ (°C)	9.9	19.8	29.8	49.6
$\Delta T_{\text{max}}$ (°C)	<b>14.2</b>	<b>28.5</b>	<b>42.8</b>	<b>71.3</b>
$T_{\text{max}} = (T_{\text{acqua}} + \Delta T_{\text{max}})$ (°C)	<b>51.2</b>	<b>65.5</b>	<b>79.8</b>	<b>108.3</b>

### 3.3 Validazione dell'ipotesi di trascurabile scambio per convezione con l'aria

Nel caso in esame la cavità è stata schematizzata come un cilindro di dimensioni equivalenti (D= 0.22 m, L= 0.48 m, S= 0.33 m<sup>2</sup>), e considerata la temperatura dell'aria circostante di 23°C.

La potenza dissipata in aria per convezione è data da:

$$W_{\text{convez}} = S \cdot h \cdot \Delta T_{\text{aria-allum.}}$$

Per determinare il coefficiente di scambio termico h, nell'ipotesi di numero di Rayleigh  $10^{-4} < Ra < 10^9$ , si può utilizzare la formula di Churchill e Chu [2] per un cilindro orizzontale che scambia calore con l'ambiente circostante per convezione naturale, da cui ricavare il Numero di Nusselt e quindi il coefficiente h:

$$Nu = 0.36 + \frac{0.518Ra^{1/4}}{1 + (0.559/Pr)^{1/6}} \frac{4}{9}$$

in cui:

$$Ra = Gr Pr = \frac{g\beta\Delta TD^3}{\alpha\nu} \quad \text{numero di Rayleigh (Grashof * Prandtl)}$$

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k} \quad \text{numero di Prandtl}$$

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad \text{numero di Nusselt}$$

k= conducibilità (W/mK)

h=coefficiente di scambio termico convettivo (W/m<sup>2</sup>K)

β= coefficiente di dilatazione

α= diffusività termica (m<sup>2</sup>/s)

ν(T)= viscosità cinematica (m<sup>2</sup>/s)

μ(T)= viscosità dinamica (Ns/m<sup>2</sup>)

c<sub>p</sub>(T)=calore specifico (J/kg K)

ΔT= differenza tra la temperatura di superficie del corpo e quella dell'ambiente (°C)

D= diametro cilindro (m)

g= accelerazione di gravità (m/s<sup>2</sup>)

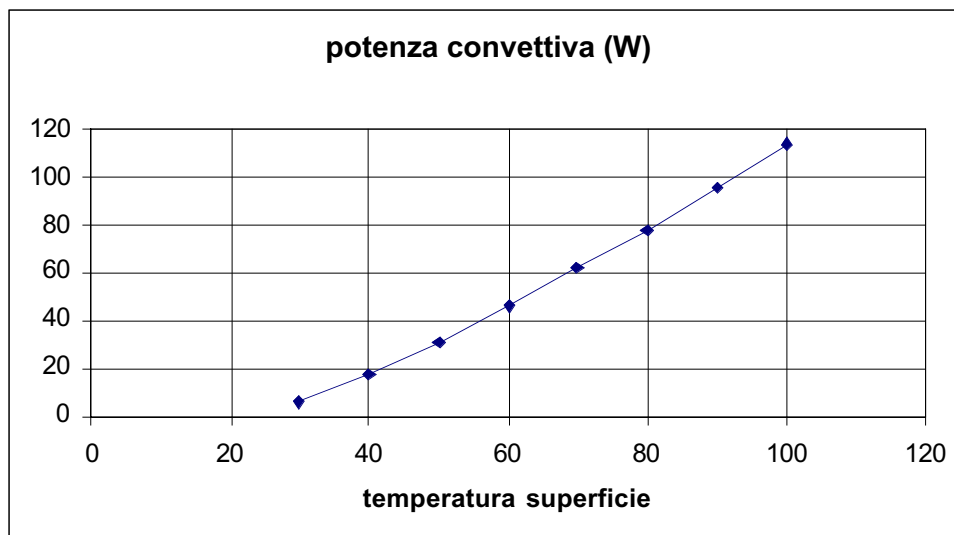


Figura 5: valutazione della potenza dissipata per convezione

Come si rileva dal grafico risultante della Figura 5, le potenze cedute all'aria per convezione sono di un ordine di grandezza rispetto alle potenze cedute all'acqua di raffreddamento.

Inoltre, alle temperature risultanti dai calcoli risulta essere trascurabile anche il contributo di irraggiamento. Restano quindi verificate le ipotesi iniziali.

#### 4. Conclusioni

La distribuzione di temperatura calcolata è soddisfacente, e le ipotesi di scambio termico trascurabile verso l'ambiente verificate. Il margine di sicurezza impostato nelle premesse del calcolo, compreso nella valutazione del coefficiente di scambio termico per convezione all'interno del tubo e nell'assunzione di una temperatura di riferimento del fluido di raffreddamento pari alla massima raggiunta, garantisce la conformità delle prestazioni del sistema di raffreddamento.

#### Bibliografia

- [1] F. Marcellini: **comunicazione privata**.
- [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] D. Alesini, R. Boni, A. Clozza, A. Gallo, S. Guiducci, F. Marcellini, M. Migliorati, L. Palumbo, L. Pellegrino, F. Sgamma, M. Zobov: "**The DAFNE 3rd Harmonic Cavity**", presented at PAC2001, 18-22 June, 2001 - Chicago, USA.