FLUSSO TRIDIMENSIONALE E VISCOSO NEI VENTILATORI ASSIALI: CONFRONTO FRA RISULTATI SPERIMENTALI E NUMERICI

[(1)] N. Mandas, P. Puddu, [(2)] M. Talice

[(1)] Dipartimento Ingegneria Meccanica, Università di Cagliari.
[(2)] Centro di Ricerca, Sviluppo e Studi Superiori in Sardegna CRS4, Cagliari

Riassunto

La conoscenza del flusso tridimensionale a valle della girante dei ventilatori assiali è di fondamentale importanza per valutare la distribuzione delle perdite fluidodinamiche nella macchina e per intervenire con proposte di modifiche della conformazione dei condotti palari in fase di progettazione. Per raggiungere questo obiettivo è particolarmente utile poter affiancare ai metodi di indagine sperimentale codici di calcolo evoluti ed affidabili.

Per verificare la validità di tale impostazione nel presente lavoro si è effettuato il confronto fra i risultati dell'indagine sperimentale condotta con sonde ad alta risposta in frequenza e quelli derivanti dalla simulazione del flusso con un codice di calcolo su un ventilatore assiale di tipo industriale.

Introduzione

Alcune caratteristiche geometriche proprie dei ventilatori assiali industriali quali il basso rapporto fra i raggi di radice e di apice, l'elevato angolo di calettamento delle pale, e la bassa solidità della palettatura, concorrono a rendere il flusso in tali macchine fortemente complesso. Mentre per i compressori assiali esiste in letteratura un'ampia disponibilità di dati sperimentali di provata affidabilità, lo stesso non si può dire per i ventilatori assiali, per i quali non esistono dei *test-cases* per la calibrazione dei codici di calcolo, ed i riferimenti principali sono ancora i lavori di Eck [1] e Wallis [2].

D'altra parte le caratteristiche geometriche citate derivano da una progettazione piuttosto semplice che si accontenta di contenere i costi costruttivi piuttosto che ottimizzare le prestazioni.

A questo si aggiunga che la possibilità di utilizzare l'esperienza sviluppata nello studio dei compressori assiali, al fine di ottenere una progettazione più accurata, non risulta di diretta applicazione. Infatti i criteri di progettazione, sviluppati ed ampiamente utilizzati per il progetto dei compressori assiali, si basano su correlazioni teorico-sperimentali derivate da estese campagne sperimentali. Tali correlazioni mal si adattano ad essere impiegate direttamente per il progetto dei ventilatori assiali in quanto la loro validità è limitata a campi dell'angolo di calettamento e della solidità che non comprendono i valori abitualmente utilizzati in queste macchine.

Su alcune di queste macchine, disponibili sul mercato e impiegate in campo civile e industriale, sono state condotte, presso il DIMECA, delle indagini sperimentali sistematiche

con sensori ad alta risposta in frequenza, per caratterizzare il campo di moto a monte e a valle della girante [3-6].

Il miglioramento degli algoritmi e l'accresciuta potenza di calcolo consentono alla fluidodinamica computazionale (CFD) la simulazione di complessi problemi fluidodinamici di interesse ingegneristico. Mentre però esiste una collaudata e vasta esperienza di applicazioni CFD nel campo dei compressori e delle turbine assiali, non ha ricevuto la necessaria attenzione, a conoscenza di chi scrive, la validazione dei codici nel caso di ventilatori assiali.

In questo lavoro viene pertanto presentato un confronto tra i risultati sperimentali e il calcolo del flusso in un ventilatore industriale.

Apparecchiatura sperimentale e strumentazione

Presso il DIMECA sono state condotte di recente diverse campagne di prove su alcune configurazioni di ventilatori assiali [5,6] e per varie condizioni di funzionamento [3,4], che hanno permesso di ottenere dettagliate informazioni sul flusso presente in tali macchine.

I risultati sperimentali a cui si farà riferimento in questo lavoro si riferiscono alle indagini effettuate su un ventilatore assiale di tipo industriale avente 5 pale e rotante alla velocità nominale di 1475 giri/min. Le principali caratteristiche geometriche della macchina sono riportate in appendice e indicate in figura 1.

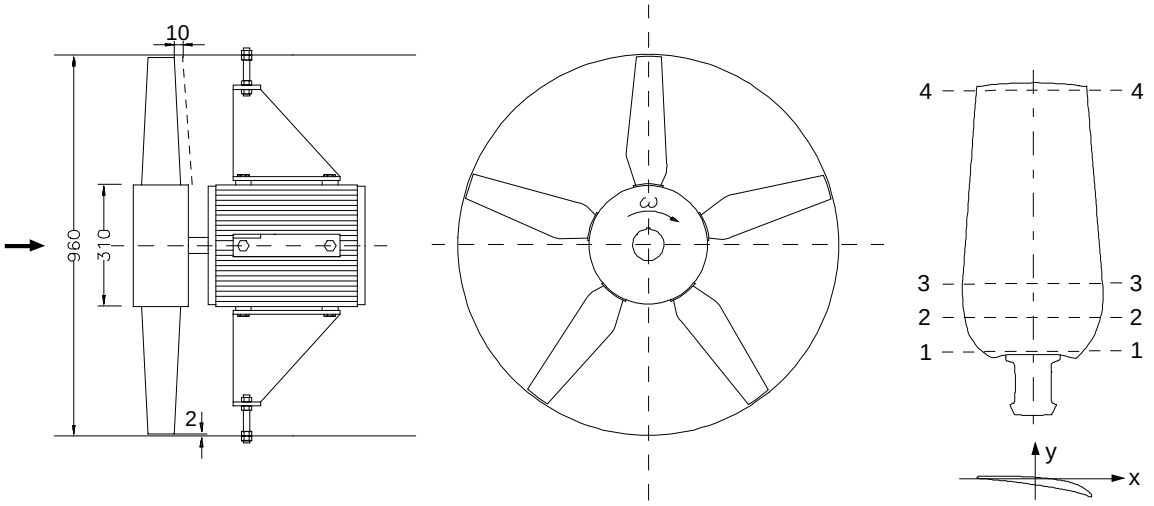

Figura.1 Schema del ventilatore assiale

La palettatura rotorica è stata orientata con un angolo di calettamento, valutato fra la direzione tangenziale e quella della corda del profilo d'apice, di 20°. Il gioco fra cassa e palettatura è di circa 2 mm.

Nelle indagini sperimentali sono state impiegate sia sonde aerodinamiche tradizionali per la valutazione delle caratteristiche medie del flusso, sia sonde ad alta risposta in frequenza. Queste ultime sono state estesamente impiegate per ottenere informazioni dettagliate sul flusso e ricostruire in tal modo la struttura tridimensionale del campo di moto.

Per la ricostruzione puntuale del campo di moto relativo a valle del rotore sono state impiegate sonde anemometriche stazionarie a filo singolo inclinato del tipo Dantec 55-P12. La tecnica di misura si basa sull'esecuzione della media d'insieme delle velocità di raffreddamento del filo caldo acquisite in fase con la rotazione della girante per mezzo di un segnale di sincronismo fornito da un sensore ottico utilizzato anche per rilevare la velocità di rotazione della macchina.

La ricostruzione locale del flusso si ottiene con la tecnica delle plurirotazioni che prevede di ottenere tre o più informazioni indipendenti sul flusso variando l'orientazione della sonda. In questa serie di prove sono state selezionate otto differenti posizioni angolari della sonda, acquisendo, per ciascuna di esse, 400 segnali distribuiti su due passi palari per 38 posizioni radiali distribuite lungo tutta l'altezza della palettatura. L'operazione di media d'insieme è stata eseguita su 250 passaggi del rotore. Tutti i segnali di tensione vengono convertiti in valori istantanei di velocità efficace di raffreddamento del filo caldo ed elaborati durante la fase di acquisizione medesima.

La ricostruzione del flusso assoluto e relativo avviene secondo la procedura di elaborazione dei dati messa a punto presso il DIMECA e dettagliatamente presentata in un lavoro precedente [7].

Metodo numerico

L'analisi numerica del flusso è stata eseguita risolvendo le equazioni di Navier-Stokes tridimensionali comprimibili nella forma conservativa, utilizzando il codice THARROS [8-10] che fa uso di un metodo esplicito ai volumi finiti, strutturato, multi blocco.

L'integrazione temporale è realizzata mediante il metodo Runge Kutta del 4° ordine. Per l'integrazione dei flussi convettivi sono disponibili tre diversi schemi: uno schema upwind di primo ordine e due schemi TVD di second'ordine, alle differenze centrate e upwind rispettivamente. Sia i termini diffusivi sia le equazioni del modello di turbolenza sono integrati con uno schema del second'ordine. La condizione di CFL è assicurata localmente nel caso di calcolo in regime stazionario.

Il codice permette la simulazione di flussi viscosi sia laminari che turbolenti. In quest'ultimo caso sono disponibili tre diversi modelli di turbolenza: un modello algebrico (Baldwin – Lomax), un modello a una equazione differenziale (Spalart e Allmaras), utilizzato in questa simulazione, e infine, un modello a due equazioni differenziali (modello κ-ω di Wilcox).

Modello di Turbolenza

Il codice non utilizza funzioni di parete, pertanto per risolvere correttamente lo strato limite occorre disporre di un adeguato numero di celle in prossimità delle pareti (ordine 10 per $y^+ = 1$).

Pur essendo le dimensioni della griglia computazionale di tutto rispetto ($> 10^6$ celle), le dimensioni della macchina oggetto dello studio sono tali da non permettere un infittimento delle celle sulle pareti sufficiente per l'utilizzo di un modello di turbolenza a due equazioni. Si è dunque fatto ricorso a un modello a una sola equazione, modello di Spalart e Allmaras [11], che consente di mantenere elevati livelli di accuratezza e robustezza anche con griglie meno fitte del necessario.

L'equazione del modello di turbolenza utilizzato è la seguente:

$$\frac{D\tilde{\nu}}{Dt} = c_{b1}\tilde{S}\tilde{\nu} + \frac{1}{\sigma}\left\{\nabla\cdot\left[(\nu+\tilde{\nu})\nabla\tilde{\nu}\right] + c_{b2}(\nabla\tilde{\nu})^2\right\} - c_{w1}f_w\left[\frac{\tilde{\nu}}{d}\right]^2 \qquad (1)$$

Come appare dall'esame della equazione 1) la variabile incognita è una viscosità cinematica modificata $\tilde{\nu}$, legata alla viscosità cinematica turbolenta ν_t da:

$$\nu_t = \tilde{\nu}\, f_{v1} \quad \text{dove} \quad f_{v1} = \frac{\chi^3}{\chi^3 + c_{v1}^3}$$

$$\text{essendo} \quad \chi = \kappa y^+$$

La figura 2 riporta l'andamento della funzione f_{v1}.

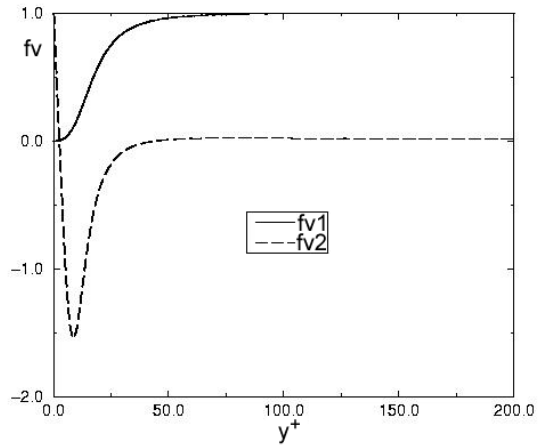

Figura 2 Andamenti delle funzioni f_{v1} e f_{v2}

Dal suo esame, tenendo conto della relazione 1), appare evidente il compito svolto dalla funzione f_{v1}. Essa infatti vale zero per $y^+ = 0$, mentre ha valore unitario per alti valori di y^+. Tale comportamento fa si che la viscosità turbolenta sia nulla alla parete. Anche il termine di produzione S (modulo del tensore della velocità di deformazione S_{ij}) compare nell'equazione 1) come termine modificato $\tilde{S}$. Esso viene così definito:

$$\tilde{S} = S + \frac{\tilde{\nu}}{\kappa^2 d^2} f_{v2} \quad \text{con} \quad f_{v2} = 1 - \frac{\chi}{1 + \chi f_{v1}}$$

Anche l'andamento della funzione f_{v2} è rappresentato in figura 2.

Da notare come $\tilde{S}$ diventi infinito alla parete, ma poiché è pure $\tilde{\nu} = 0$ questo non comporta difficoltà di calcolo del termine di produzione nella 1).

Da quanto detto risulta evidente come il modello in esame introduca di fatto una funzione di parete per la variabile turbolenta modificata, che determina un soddisfacente comportamento anche su griglie non sufficientemente raffinate. Nella fattispecie l'analisi numerica del flusso nel ventilatore assiale è stata eseguita utilizzando una griglia multi blocco, costituita da circa $1.5*10^6$ celle, la cui tipologia è rappresentata in figura 3 che riporta in dettaglio tre differenti sezioni palari. La pala è discretizzata con 192 celle che avvolgono il profilo mentre in direzione radiale sono utilizzate 64 celle opportunamente spaziate. Nel calcolo si è tenuto conto del gioco radiale disponendo ulteriori 16 celle per la risoluzione del flusso esternamente alla palettatura.

Condizioni al contorno

Nella presente simulazione quali condizioni al contorno sono state imposte: all'ingresso le condizioni totali di pressione e temperatura nonché gli angoli del flusso assoluto sulla base dei dati sperimentali disponibili, nella sezione di uscita invece è stata imposta la distribuzione radiale di pressione statica fornita dalle misure sperimentali. Tali condizioni al contorno hanno consentito, tramite appropriate operazioni di media pesata, di ritrovare il punto di funzionamento della macchina prossimo a quello sperimentale.

La soluzione è stata considerata raggiunta quando il livello di convergenza del residuo normalizzato è minore di 10^{-4} e l'errore sulla conservazione della massa inferiore a 10^{-3}.

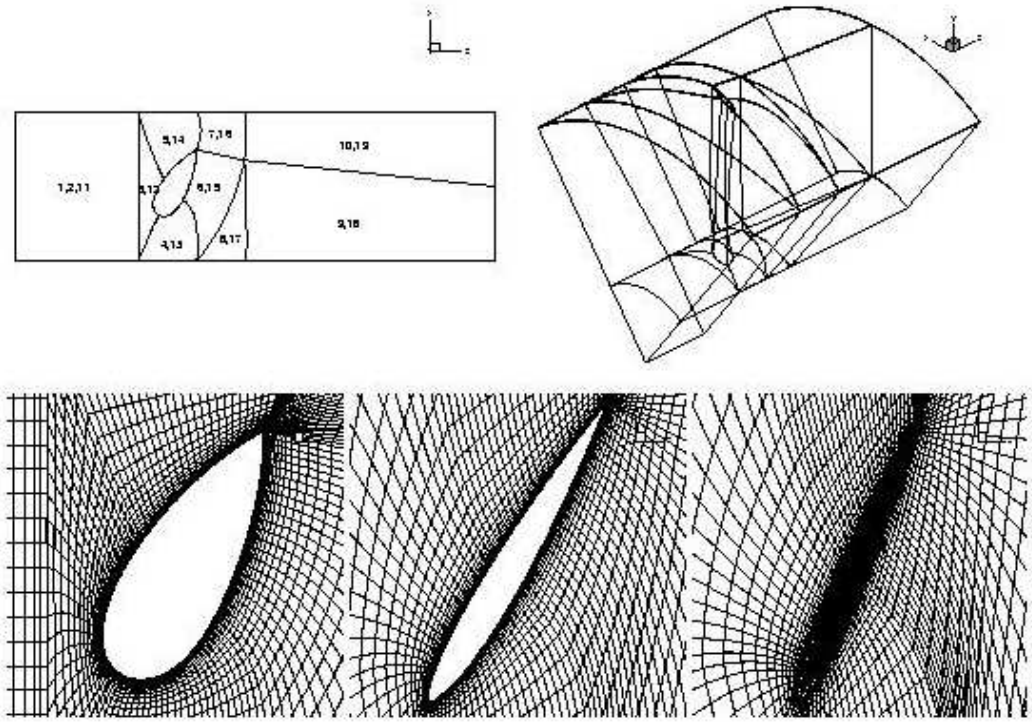

Figura 3 Griglia di calcolo

Risultati sperimentali e numerici

I risultati sperimentali che verranno presentati si riferiscono alla condizione di funzionamento di massima portata consentita dal tipo di installazione utilizzata per le prove (Φ=0.259 e Ψ=0.07) e sono relative al piano di misura posizionato a 10 mm dal bordo di uscita della palettatura (fig.1).

Flusso relativo a valle della girante

Le indagini sperimentali e le simulazioni numeriche hanno permesso di ricavare le caratteristiche del flusso a valle del rotore e di operare un primo confronto. Questo avviene nelle figure seguenti dove sono riportate le mappe iso-velocità delle componenti della velocità relativa. Queste mostrano in generale un buon accordo su gran parte del campo di moto.

La distribuzione sperimentale della componente assiale di velocità (fig.4a) presenta in corrispondenza della regione di cassa valori ridotti che non sono altrettanto evidenti nel risultato fornito dal codice di calcolo. Tale differenza può essere motivata dalle difficoltà che si presentano in tale regione a seguito dell'interazione fra il flusso di trafilamento, strato limite di cassa e il flusso principale. Un'ulteriore differenza è rappresentata dalla diversa estensione circonferenziale della scia palare che nel caso sperimentale risulta più contenuta rispetto a quella del calcolo.

Particolare importanza per la natura fortemente tridimensionale del flusso in questa macchina, è il confronto tra le componenti radiali della velocità (fig. 4b).

Come si può osservare il risultato è più che soddisfacente in quanto la simulazione è in grado di prevedere il caratteristico andamento che assume la componente radiale di velocità all'uscita del vano palare, componente che ovviamente va correlata alla particolare conformazione geometrica della macchina.

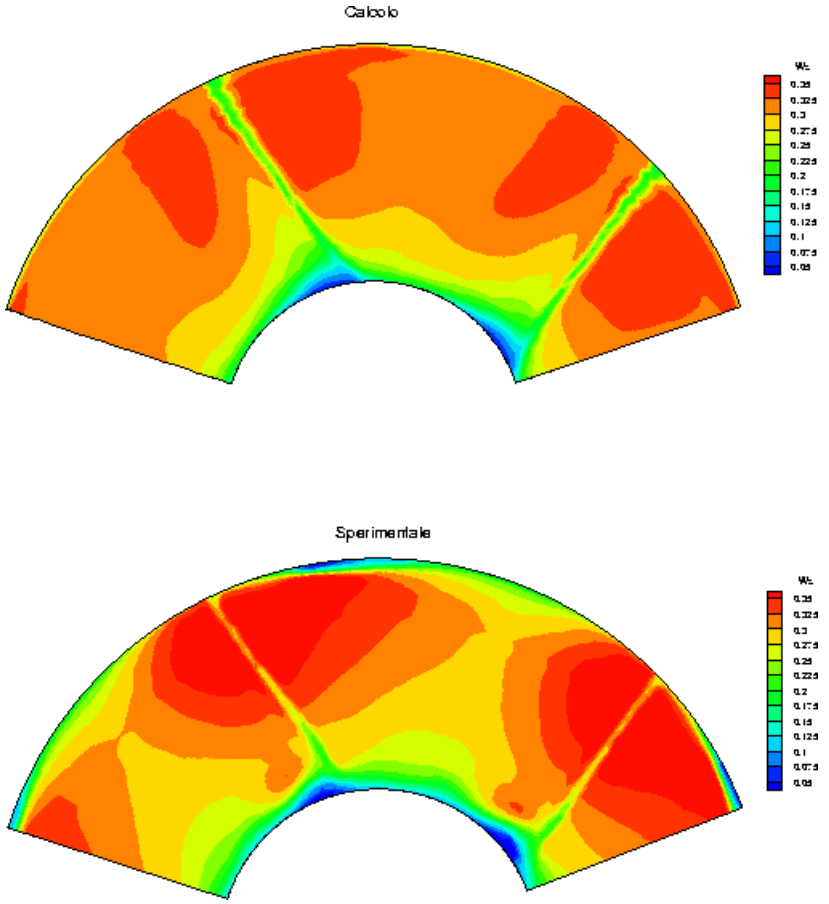

Figura 4a Mappa iso-velocità della componente assiale

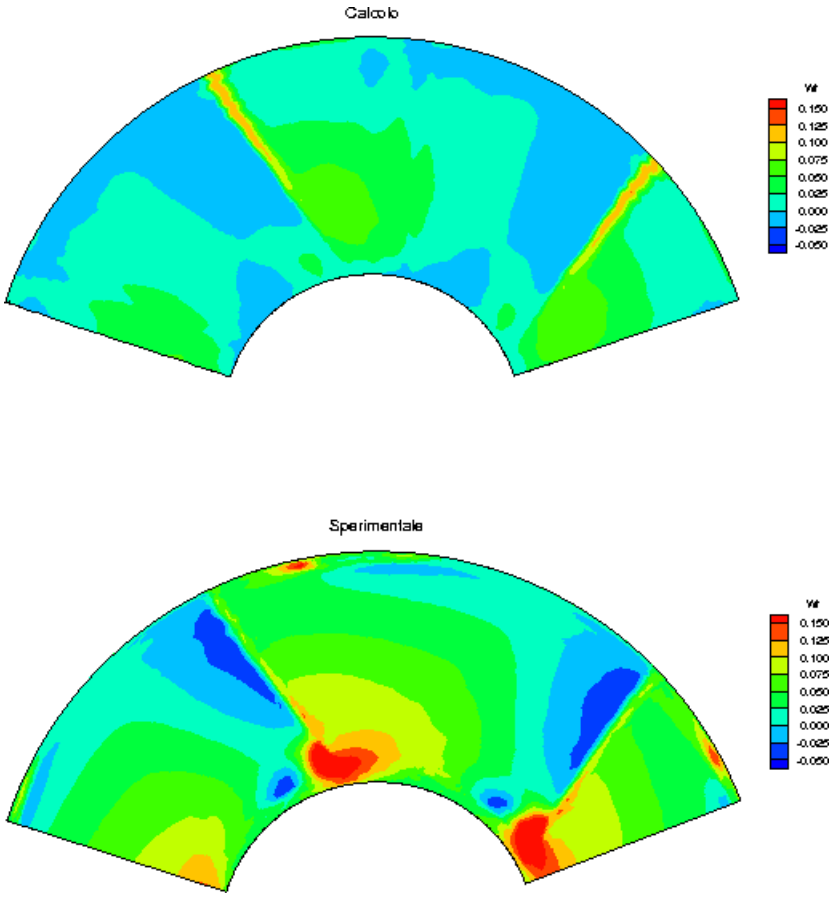

Figura 4b Mappa iso-velocità dalla componente radiale

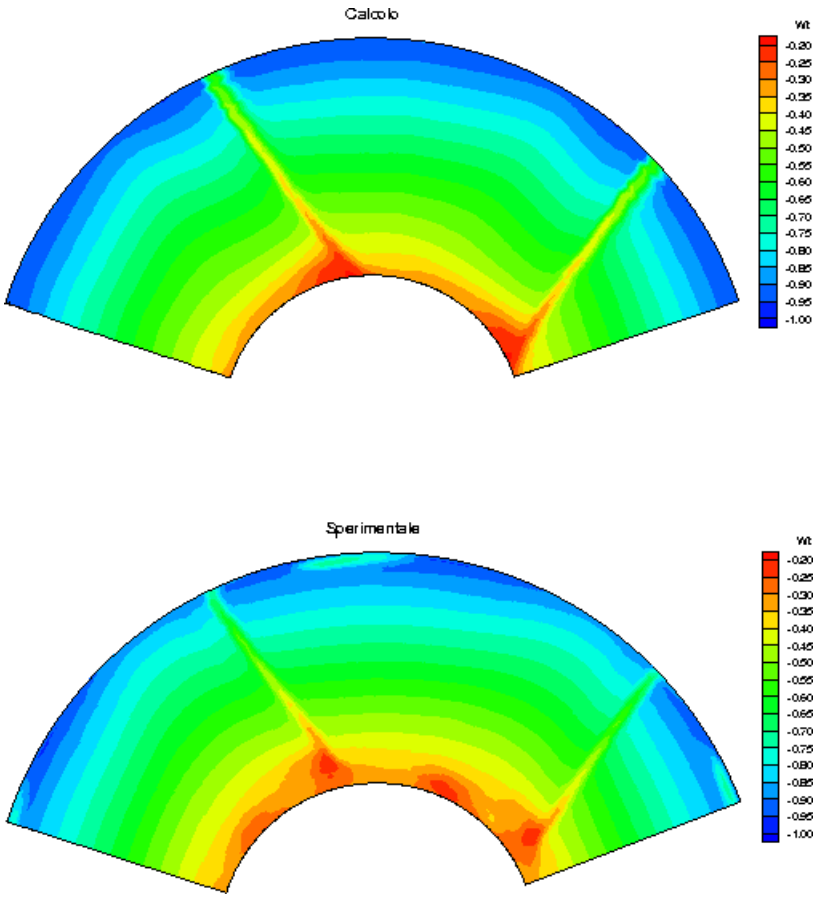

Figura 4c Mappa iso-velocità della componente tangenziale relativa

E' ben evidente in questo caso un gradiente circonferenziale della velocità radiale che passa da valori negativi sul lato di intradosso della pala a positivi su quello di estradosso. Tale risultato è incoraggiante nella prospettiva di un utilizzo del codice per una verifica avanzata nell'ambito di processi di progettazione e sviluppo di ventilatori industriali.

Da notare infine che nella regione di mozzo si rilevano, sperimentalmente, delle elevate componenti radiali positive derivanti dalla estesa zona di separazione che, invece, il calcolo teorico non consente di prevedere correttamente. Questo pone l'accento sulle difficoltà del codice di calcolo nel prevedere le zone di separazione e la loro estensione.

A conclusioni pressoché identiche si giunge confrontando le componenti tangenziali del flusso relativo (fig.4c).

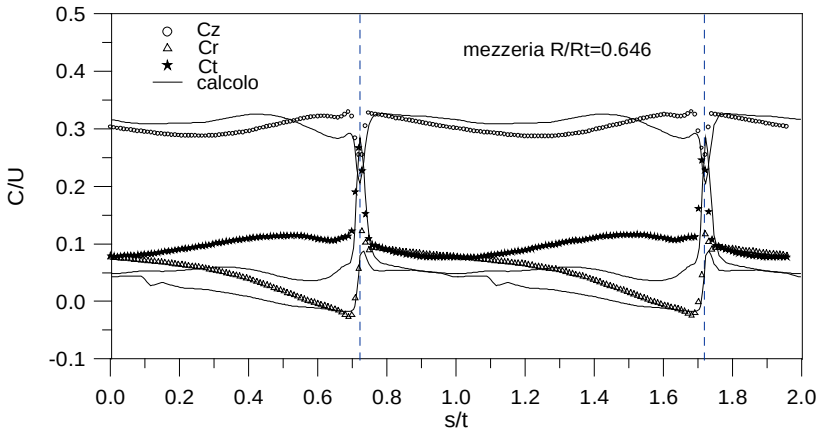

Figura 5 Distribuzioni circonferenziali di velocità a metà altezza palare

Infine per effettuare un confronto più puntuale fra i risultati sperimentali e quelli teorici, è opportuno far riferimento alla distribuzione circonferenziale delle componenti di velocità in diverse stazioni radiali. In figura 5 si riporta a titolo di esempio il confronto delle componenti di velocità in corrispondenza di metà altezza palare. Il confronto è abbastanza soddisfacente perché le tre componenti calcolate e misurate presentano gli stessi andamenti pur evidenziando differenze nei valori. La considerazione che emerge è che le brusche variazioni di velocità e i forti gradienti in vicinanza della scia palare appaiano in parte attenuate nei risultati forniti dal codice di calcolo.

Questo gradiente come si vedrà in seguito determina il classico vortice irrotazionale ben visibile dall'esame dei vettori velocità per il flusso secondario.

Partendo da queste distribuzioni di velocità è possibile attraverso operazioni di media pesata ricavare le caratteristiche medie del flusso per ogni posizione radiale ed ottenere un confronto particolarmente significativo che metta in luce gli scostamenti fra gli andamenti del flusso medio nel caso reale ed in quello del calcolo. Tali andamenti sono rappresentati in figura 6 dove le componenti della velocità relativa sono adimensionalizzate con la velocità periferica della girante valutata all'apice. Essi mettono in luce un buon accordo fra le componenti medie del flusso relativo con maggiori differenze in corrispondenza delle regioni di cassa e di mozzo, rese più evidenti se si confrontano gli angoli del flusso relativo. In particolare l'angolo di yaw calcolato presenta variazioni meno accentuate che rivelano una minore intensità del flusso secondario.

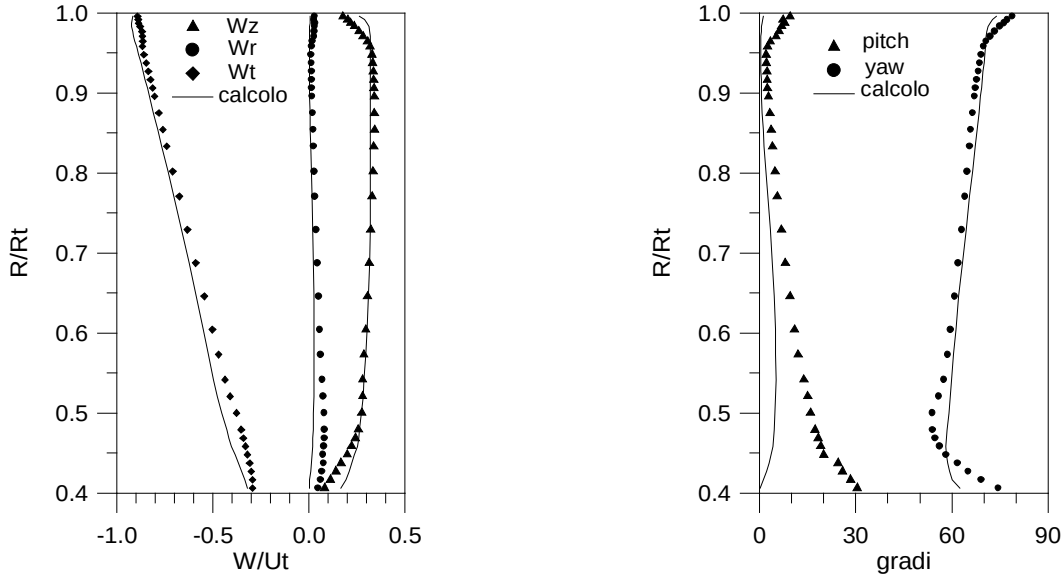

Figura 6 Confronto delle distribuzioni medie pesate sperimentali e calcolate.

Le differenze presenti tra i valori calcolati e quelli misurati dell'angolo di pitch è dovuta alla citata presenza di una estesa zona di separazione alla radice delle pale indotta dalla geometria poco aerodinamica all'ingresso del rotore e dalla forma tozza dei profili palari alla radice (fig.1). Questa situazione pone, come visto dalle mappe iso-velocità, delle difficoltà nella risoluzione del flusso da parte del codice di calcolo che fornisce una sottostima dell'angolo del flusso.

L'analisi del flusso secondario, inteso come differenza fra il flusso locale misurato e quello di riferimento secondo quanto definito in [3,4], è riportato in figura 7. Esso mostra in modo evidente il vortice irrotazionale che occupa la regione centrale del canale, il vortice di trafilamento nella regione d'apice e quelli del bordo d'uscita che assumono una rilevante

intensità alla radice. Mentre il vortice irrotazionale risulta ben previsto dal codice non altrettanto chiara risulta l'individuazione del vortice di trafilamento mentre sono quasi inesistenti quelli alla radice della pala.

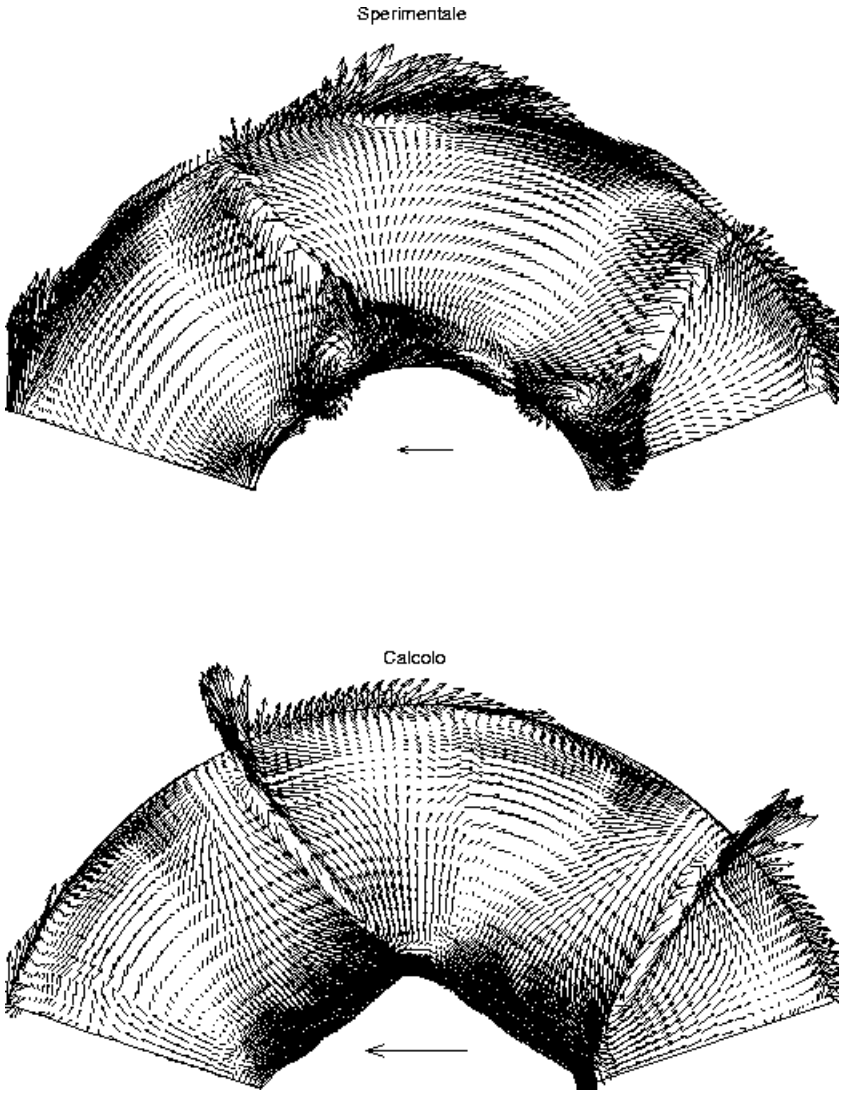

Figura 7 Flussi secondari a valle della girante

Conclusioni e considerazioni finali

Il confronto effettuato fra i risultati sperimentali e i calcoli numerici sul flusso tridimensionale e viscoso in un ventilatore assiale industriale è nel suo insieme soddisfacente. Nonostante il caso analizzato rappresenti un *test* particolarmente impegnativo dal punto di vista computazionale, i confronti effettuati con le componenti del flusso nelle tre diverse rappresentazioni:

- distribuzione radiale delle componenti cinetiche medie pesate,
- mappa delle componenti isocinetiche e flussi secondari,
- distribuzioni cinetiche circonferenziali,

sono in generale in buon accordo.

Esistono tuttavia delle regioni con flusso particolarmente complesso in cui le previsioni del codice di calcolo sono meno accurate. Tali regioni sono quelle di cassa e mozzo e, seppure in misura minore, le regioni ove si localizzano le scie della palettatura.

In tali regioni il codice tende ad attenuare eccessivamente i gradienti delle grandezze

fluidodinamiche e, ove presente, a sottostimare i flussi separati. Certamente tale comportamento può essere modificato sia agendo sulla griglia sia sul tipo di modello di turbolenza. Resta comunque il fatto che geometrie poco curate dal punto di vista aerodinamico, quali quelle presenti nei ventilatori industriali, diano luogo a flussi tridimensionali e separati di previsione difficoltosa, e pertanto occorre una notevole cautela nell'uso diretto dei codici per studi di progettazione o verifica.

Considerazioni diverse possono farsi invece alla luce dei risultati sperimentali. Questi ultimi infatti consentono di porre in luce le regioni ove il flusso si può trattare in modo affidabile con metodi computazionali e pertanto, in tali regioni, possono divenire lo strumento per l'analisi e lo sviluppo di geometrie innovative.

L'integrazione di tali previsioni con verifiche sperimentali scelte appositamente, consentirà di acquisire la necessaria fiducia sul risultato atteso.

Simbologia

C	velocità assoluta
d	dimensione caratteristica della griglia alla parete
R	raggio
$S_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)$	tensore della velocità di deformazione
t	passo circonferenziale
u	velocità periferica
$u_\tau = \left(\frac{\tau_w}{\rho}\right)^{1/2}$	velocità d'attrito alla parete
τ_W	sforzo tangenziale alla parete
W	velocità relativa
Δp_s	incremento di pressione statica
$\Psi = \Delta p_s / \frac{\rho u_t^2}{2}$	coefficiente di pressione statica
$\Phi = \frac{C_z}{u_t}$	coefficiente di portata
y	distanza dalla parete
$y^+ = \frac{y u_\tau}{\nu}$	Numero di Reynolds valutato sulla scala della turbolenza
κ=0.41	costante di Karman
$\chi = \frac{\tilde{\nu}}{\nu}$	variabile intermedia
ν	viscosità cinematica laminare
ρ	densità
σ	numero di Prandtl turbolento

Pedici

z, r, t	direzioni assiale, radiale e tangenziale
t	apice della pala
w	condizioni alla parete

Ringraziamenti
Il presente lavoro è stato svolto con finanziamenti del Ministero dell'Università e della Ricerca Scientifica.

Bibliografia

[1] **Eck B.,** 1973, "Design and operation of centrifugal, axial-flow and cross-flow fans", Pergamon Press.
[2] **Wallis R. A.,** 1983, "Axial Flow Fans and Ducts", John Wiley & Sons, Inc.
[3] **Nurzia, F., Puddu, P.,** 1993, "Indagine sperimentale sugli effetti secondari in un rotore di ventilatore assiale", Mis-Mac II, Firenze 5 Novembre 1993
[4] **Nurzia, F., Puddu, P.,** 1994, "Experimental Investigation of Secondary Flows in a Low Hub-Tip Ratio Fan", ASME Paper 94-GT-377
[5] **Puddu, P.,** 1995 "Influenza della geometria del mozzo sul flusso in un ventialtore assiale", Congresso Nazionaler ATI Saint Vincent Settembre 1995
[6] **Mandas N., Puddu, P.,** 1995, "Caratterizzazione del flusso tridimensionale a valle di rotori di ventilatori assiali", Congresso Nazionaler ATI Saint Vincent Settembre 1995
[7] **Puddu, P.,** 1993, "Misure di turbolenza in elementi fissi e rotanti di turbomacchine con l'impiego di sonde a filo caldo", Mis-Mac II, Firenze 5 Novembre 1993
[8] **Mulas M.,** 1995, "THARROS: A Multiblock Multigrid Code for the Solution of the Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations", CRS4 Internal Report, 1995
[9] **Mulas M., Berri Z., Golby D.,Surridge M., Talice M.,** 1996, "A Parallel Navier-Stokes Code for Large Industrial Flow Simulations", Fifteenth Int. Conference on numerical Methods in Fluid Dynamics Proceedings Monterey Ca. USA, Lecture Notes in Physics, Springer.
[10] **Talice M.,** 1998, "Implementazione e utilizzazione di modelli di turbolenza avanzati in un codice CFD per il calcolo del flusso nei ventilatori assiali" Tesi di Dottorato di Ricerca in Progettazione Meccanica, Università di Cagliari
[11] **Spalart P.R., Allmaras S.R.,** 1992, "A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows" AIAA Paper 92-439 Reno NV.

Appendice

TABELLA 1. CARATTERISTICHE GEOMETRICHE DEL COMPRESSORE

sezione	raggio mm	corda mm	camber	spess. max./corda
1-1	159.39	116.34	0°	0.284
2-2	200.66	161.79	24°	0.151
3-3	241.30	168.91	24°	0.110
4-4	474.98	130.15	21°	0.073

TABELLA 2. COORDINATE DEI PROFILI PALARI

Sezione 1			Sezione 2			Sezione 3			Sezione 4		
	s.s.	p.s.		s.s	p.s.		s.s.	p.s.		s.s.	p.s.
x mm	y mm	y mm	x mm	y mm	y mm	x mm	y mm	y mm	x mm	y mm	y mm
-58.17	0.00	0.00	-79.07	0.00	0.00	-81.56	0.00	0.00	-63.47	0.00	0.00
-55.26	3.15	-1.38	-75.10	2.19	-0.56	-77.60	2.49	-0.03	-60.35	1.59	-0.49
-52.35	4.16	-2.69	-71.15	3.13	-1.08	-73.41	3.38	-0.06	-57.24	1.65	-0.78
-46.53	6.11	-5.18	-63.25	4.97	-2.03	-65.25	5.03	-0.11	-51.02	1.74	-1.35
-34.90	9.59	-9.40	-47.43	8.46	-3.43	-48.94	8.10	-0.23	-38.58	1.75	-2.52
-23.27	12.52	-12.54	-31.62	11.57	-4.35	-32.62	10.97	-0.50	-26.13	1.74	-3.93
-11.63	14.74	-14.73	-15.81	14.28	-4.99	-16.31	13.34	-0.80	-13.69	1.44	-5.55
0.00	16.19	-16.16	0.00	16.25	-5.61	0.00	15.08	-1.20	-1.24	0.79	-7.25
11.63	16.50	-16.50	15.81	17.46	-6.22	16.31	16.20	-1.62	11.20	0.25	-9.10
23.27	15.77	-15.75	31.62	18.04	-6.40	32.62	16.58	-2.02	23.65	-1.83	-11.15
34.90	14.14	-14.20	47.43	16.92	-6.23	48.94	15.50	-2.55	36.09	-4.35	-13.57
46.53	10.95	-10.95	63.25	12.68	-5.51	65.25	11.56	-3.11	48.54	-8.84	-16.69
52.35	8.19	-8.18	71.15	8.42	-4.80	73.21	7.68	-3.45	54.76	-12.5	-18.65
55.26	5.79	-5.81	75.10	5.40	-4.06	77.48	4.78	-3.24	57.87	-15.0	-19.83
56.71	3.96	-4.05	77.08	3.25	-3.31	79.52	2.94	-2.74	59.70	-17.1	-20.51
57.28	3.05	-3.05	78.42	1.58	-2.18	80.94	1.40	-1.87	60.76	-18.5	-19.97
58.17	0.00	0.00	79.06	0.00	0.00	81.56	0.00	0.00	60.98	-19.55	-19.55

3-D VISCOUS FLOW IN AXIAL FLOW FANS: COMPARISON BETWEEN EXPERIMENTAL AND NUMERICAL RESULTS

Abstract

The knowledge of detailed 3-D flow field downstream of rotor blade in industrial axial flow fan is important both to evaluate the aerodynamic losses and to improve the aerodynamic design of these machines.

To achieve these goals it is very important to use a reliable fluid dynamic computational code. In this paper a comparison between experimental and numerical results downstream an axial fan are presented.