



Agenzia Nazionale per le Nuove Tecnologie,
l'Energia e lo Sviluppo Economico Sostenibile



Ministero dello Sviluppo Economico

RICERCA DI SISTEMA ELETTRICO

CERSE-POLIMI RL 1133/2010

Calcoli CFD del comportamento fluido-dinamico del fondo vessel del
reattore IRIS con dati sperimentali a supporto

R. Colombo, F. Inzoli, R. Mereu



CALCOLI CFD DEL COMPORTAMENTO FLUIDO-DINAMICO DEL FONDO VESSEL DEL REATTORE
IRIS CON DATI SPERIMENTALI A SUPPORTO

R. Colombo, F. Inzoli, R. Mereu

Settembre 2010

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico – ENEA

Area: Produzione e fonti energetiche

Tema: Nuovo Nucleare da Fissione

Responsabile Tema: Stefano Monti, ENEA



CIRTEN
CONSORZIO INTERUNIVERSITARIO
PER LA RICERCA TECNOLOGICA NUCLEARE

POLITECNICO DI MILANO

DIPARTIMENTO DI ENERGIA

Sezione Ingegneria Termica e Tecnologie Ambientali CFD - Lab Grou

**Calcoli CFD del comportamento fluido-dinamico
del fondo vessel del reattore IRIS
con dati sperimentali a supporto**

CIRTEN-POLIMI RL 1133/2010

AUTORI

E. Colombo, F. Inzoli, R. Mereu

Milano, Agosto 2010

Lavoro svolto in esecuzione della linea progettuale LP2 punto F1 - AdP ENEA MSE del 21/06/07
Tema 5.2.5.8 – “Nuovo Nucleare da Fissione”.



INDEX

EXECUTIVE SUMMARY	- 4 -
1 OBIETTIVI SPECIFICI DELLA RICERCA.....	- 5 -
1.1 Validazione dei Modelli di Turbolenza con dati sperimentali da campagne interne	- 5 -
1.2 Definizione di protocollo per l'accuratezza nella CFD.....	- 6 -
2 SVILUPPO DEL MODELLO DI TURBOLENZA LOW REYNOLDS, DEL TERZO ORDINE.....	- 8 -
2.1 L'implementazione dei modelli non lineari di turbolenza	- 9 -
3 LA FACILITY SPERIMENTALE.....	- 12 -
3.1 La geometria di partenza	- 13 -
3.2 Scalatura e semplificazioni.....	- 14 -
3.3 L'apparato costruito	- 15 -
3.4 I componenti della facility.....	- 16 -
3.4.1 Sistema di insemminazione.....	- 16 -
3.4.2 Set LDV	- 19 -
4 LA TECNICA DI MISURA LDV	- 20 -
4.1 Velocimetria Laser Doppler	- 20 -
4.2 Principi fisici	- 20 -
4.3 Il sistema LDV utilizzato	- 21 -
4.3.1 Sorgente Laser.....	- 21 -
4.3.2 Cella di Bragg	- 22 -
4.3.3 Fibre Ottiche	- 23 -
4.3.4 Testa del LDV Fibre Ottiche.....	- 23 -
4.3.5 Unità di controllo	- 24 -
5 IL MODELLO MATEMATICO NUMERICO.....	- 25 -
5.1 Creazione della mesh e topologia.....	- 25 -
5.2 Condizioni al contorno e proprietà dell'aria.....	- 26 -
5.3 Settaggio numerico.....	- 26 -
6 ANALISI DEI RISULTATI.....	- 27 -
6.1 Risultati Sperimentali	- 27 -
6.1.1 Griglia di misura definitiva.....	- 27 -



6.1.2	Errori di misura e instazionarietà	- 29 -
6.2	Risultati Computazionali	- 31 -
6.2.1	Indagine nella "zona sopra"	- 31 -
	Caso a 380 V	- 32 -
	Caso a 140 V	- 37 -
6.2.2	Indagine nella "zona sotto"	- 43 -
7	CONCLUSIONI	- 48 -
	Lista Delle Pubblicazione prodotte	- 51 -
	Allegato 1.....	Errore. Il segnalibro non è definito.
	Allegato 2.....	Errore. Il segnalibro non è definito.



EXECUTIVE SUMMARY

Nel report è contenuto un descrittivo riassuntivo dell'attività svolta dal Gruppo CFDLab del Dipartimento di Energia del Politecnico di Milano nel periodo 2008-2010. Il livello di descrizione delle attività rimane alto e non dettaglia gli specifici eventi e /o le singole azioni portate avanti nel periodo in esame.

Per un introduzione generale sull'impiego della CFD come strumento di ricerca e sviluppo si rimanda al report “Doc CIRTEN: CERSE-POLIMI RL-1122/2008” (relativo alla linea progettuale LP2– punto M dell'AdP ENEA MSE del 21/06/07) nel quale i capitoli 1 e 2 sono dedicati in particolare alla qualità e al controllo dell'affidabilità nella CFD e costituiscono elemento di condivisione metodologico anche per l'attività di ricerca descritta di seguito.

Il documento è suddiviso in cinque capitoli che evidenziano l'impegno sperimentale e numerico

Il capitolo 1 contiene nello specifico la descrizione degli obiettivi di questa particolare fase del lavoro di ricerca e che sono principalmente focalizzati sulla messa a punto di modelli di turbolenza non lineari per applicazioni industriali che presentano, come nel caso del reattore IRIS, delle caratteristiche fluidodinamiche particolarmente critiche da non poter essere adeguatamente studiate con modelli convenzionali. In questo obiettivo è inclusa la validazione dei modelli mediante apparati sperimentali realizzati ad hoc e prove di campo effettuate con tecniche avanzate come la Laser Doppler Velocimetry.

Il capitolo 2 descrive il modello di turbolenza messo a punto dal gruppo di ricerca del CFDlab del Politecnico di Milano. Il capitolo ripropone (per maggior chiarezza e consistenza autonoma del rapporto) i contenuti del paragrafo 4.1 del report di riferimento già citato e aggiorna il modello per la parte di approccio low Reynolds introdotto nella versione del modello descritta in questo report.

Il capitolo 3 contiene una descrizione dell'apparato sperimentale messo a punto appositamente presso il Laboratorio di Combustione del Dipartimento di Energia del Politecnico di Milano e descrive la campagna di prova realizzata. L'apparato sperimentale è stato costruito ad hoc per riprodurre alcune delle caratteristiche fluidodinamiche chiave del downcomer del reattore IRIS

Il capitolo 4 descrive brevemente le tecniche di misura LDV utilizzate.

Il capitolo 5 descrive brevemente il modello matematico e numerico e convalida infine il modello di turbolenza implementato nella ricerca mediante il confronto con i dati sperimentali evidenziando il comportamento fluidodinamico essenziale del downcomer del reattore IRIS.



1 OBIETTIVI SPECIFICI DELLA RICERCA

Nell'ambito delle attività di ricerca del consorzio IRIS, il coinvolgimento del CFDLab è stato mirato all'impiego della fluidodinamica computazionale come strumento di indagine:

Il Politecnico di Milano è anche leader del gruppo CFD4IRIS definito nel 2004 con l'obiettivo generale di approfondire l'impiego e le potenzialità della CFD (utilizzando codici differenti ma adottando un approccio condiviso) nell'ambito della progettazione, dell'analisi di sicurezza ed eventualmente del processo di "licensing" del reattore stesso. Il CFDLab del Politecnico di Milano ha perseguito storicamente tre obiettivi specifici:

- Sviluppo e validazione dei modelli di turbolenza non lineari e validazione con dati sperimentali di bibliografia
- Supporto al Design del Downcomer e del lower plenum di Iris
- Definizione di protocolli per l'accuratezza nella CFD.

Nel biennio 2008-2010 l'attività si è principalmente concentrata sui seguenti obiettivi legati ai punti 1 e 3 che, pur delineati anche nel report precedente di riferimento (Doc CIRTEN: CERSE-POLIMI RL-1122/2008", relativo alla linea progettuale LP2– punto M dell'AdP ENEA MSE del 21/06/07) vengono riportati per maggior chiarezza.

1.1 Validazione dei Modelli di Turbolenza con dati sperimentali da campagne interne

Nell'ambito nucleare, anche limitatamente alle sole condizioni di flusso monofase, le caratteristiche geometriche e fluidodinamiche del reattore IRIS e di alcuni suoi componenti sono tali da richiedere modelli di turbolenza che possano superare alcune delle limitazioni legate alle formulazioni convenzionalmente implementate nei codici commerciali.

Il campo di ricerca relativo riguarda l'implementazione di modelli non lineari di turbolenza e in particolare approfondisce lo studio dei modelli di turbolenza a viscosità turbolenta, a due equazioni che si basano su una formulazione non lineare degli sforzi di Reynolds (NLEVM) implementandoli in un codice CFD commerciale.

Nella progettazione di componenti di impianti industriali interessati da flussi ad elevato numero di Reynolds e/o con configurazioni complesse la modellazione numerica riveste particolare importanza. Ad oggi nella progettazione ingegneristica ci si avvale ancora e principalmente di simulazioni basate sulla risoluzione delle equazioni di Navier-Stokes mediate (RANS) essendo la strada DNS o LES non sempre compatibili con i tempi, costi ed esigenze industriali per quanto investigate a livello di ricerca. La modellazione della turbolenza influenza quindi l'accuratezza dei risultati e costituisce uno degli anelli deboli nella catena delle ipotesi alla base della CFD.



In particolare i modelli basati sull'ipotesi di Boussinesq hanno come limite intrinseco l'incapacità di catturare gli effetti dell'anisotropia del componente normale del tensore degli sforzi di Reynolds e, di conseguenza, di prevedere, per esempio, i moti secondari presenti nei campi di moto.

La previsione dei moti secondari presenti nel flusso turbolento permette di riprodurre con maggiore accuratezza il campo di moto di configurazioni di elevato interesse applicativo (presenza di swirl e flusso in rotazione). Il lavoro di ricerca sviluppato nel 2007-2008 ha portato all'implementazione di un modello k- ϵ del secondo e di un modello del terzo ordine, sviluppati riferendosi ai modelli proposti da Shih, Zhu e Lumley (1993) e da Craft, Launder and Suga (1996).

Il modello implementato dal gruppo di ricerca è dotato anche di una versione "low Reynolds" che prevede l'inserimento di opportune funzioni di smorzamento (damping function) al fine di preservare la validità delle equazioni di trasporto dell'energia cinetica turbolenta (k) e della dissipazione di energia cinetica turbolenta (ϵ) anche all'interno del substrato viscoso di parete e nelle zone a basso Reynolds locale.

Il modello è stato validato attraverso casi benchmark classici ed è stato applicato ad un ulteriore caso di riferimento che presenta caratteristiche geometriche e fluidodinamiche simili a quelle del downcomer del reattore IRIS.

La ricerca si è poi sviluppata nel periodo 2008-2010 mettendo a punto un apparato sperimentale in grado di fornire una ottima base di confronto per proseguire nella implementazione e nella validazione dei modelli NLEVMM consentendo una più puntuale validazione del modello in particolare per alcune caratteristiche specifiche (terzo ordine e approccio low Reynolds).

1.2 Definizione di protocollo per l'accuratezza nella CFD

La necessità di definire protocolli di utilizzo della CFD si è resa sempre più palese negli ultimi anni, grazie allo sviluppo della potenzialità dello strumento (software, hardware e competenze) utilizzato ormai con discreto successo nel mondo industriale e accademico. Ad oggi, la definizione di standard costituisce ramo in pieno fervore di ricerca a livello internazionale e un settore stimolante per le numerose implicazioni di natura multidisciplinare.

Il gruppo ha focalizzato il proprio interesse in questo ambito indagando un nuovo approccio al problema che sia tale da qualificare come affidabile la tecnologia CFD e il processo di analisi a questa associato, e indipendente (per quanto possibile) dai differenti settori in cui è applicata.

L'approccio indicato dovrebbe essere tale da garantire 3 livelli di qualità:

1. La Qualità dei software utilizzati: codici commerciali, in house, accademici e open source;
2. La Qualità degli analisti: competenze e professionalità degli utenti;
3. La Qualità del processo di analisi: procedure e protocolli tali da garantire l'affidabilità dei risultati.

Il terzo è indubbiamente il più complesso e oneroso, ma rappresenta la strada che sembra più ragionevole percorrere per ottenere protocolli di natura più universale, che possano nascere da un confronto partecipato e



da una integrazione coerente di competenze multinazionali e multisetoriali a beneficio dell'intera comunità scientifica del settore.

Questo approccio viene seguito nel protocollo standard che il gruppo di ricerca ha messo a punto per supportare l'analista nell'esecuzione del processo di analisi CFD .

Nel 2008-2010 si è prodotta una revisione del protocollo che è stata presentata in una “key note lecture” nel contesto internazionale del congresso NURETH-13 organizzato a Kanazawa (Giappone) nel 2009.

2 SVILUPPO DEL MODELLO DI TURBOLENZA LOW REYNOLDS, DEL TERZO ORDINE

Si definisce turbolento un regime di moto caratterizzato da un moto disordinato, completamente tridimensionale e non stazionario con fluttuazioni di velocità a caratteristica non deterministica.

Le fluttuazioni di velocità indotte dalla turbolenza nel fluido hanno la capacità di trasportare quantità scalari e vettoriali molto rapidamente, sia in assenza di campo di velocità medio sia in direzioni trasversali rispetto a quella del moto macroscopico. La turbolenza in genere aumenta quindi la diffusività della quantità di moto di vari ordini di grandezza rispetto al contributo puramente molecolare. Si presentano di seguito nel dettaglio alcuni aspetti legati alla turbolenza.

I moti turbolenti presentano strutture riconoscibili denominate vortici, in inglese eddies, con dimensioni caratterizzate da scale di diversi ordini di grandezza, caratterizzati da uno spettro continuo di scale spaziali e temporali. In un flusso turbolento è possibile incontrare strutture vorticosi caratterizzate da scale spaziali distinte comprese fra la scala integrale della turbolenza (caratteristica delle strutture geometriche presenti nel dominio) e la scala dissipativa o di Kolmogorov.

Nella teoria dell'equilibrio universale sviluppata da Kolmogorov, applicabile alla turbolenza omogenea ed isotropa e valida solamente per flussi ad elevati numeri di Reynolds, l'energia meccanica del fluido, fornita alla scala integrale L della turbolenza da processi esterni (i. e. gradiente di pressione) subisce una progressiva degradazione attraverso una cascata di scale fino a quella dissipativi η , dove è infine degradata in energia termica dagli attriti viscosi. Il processo a cascata presente nei flussi turbolenti concerne dunque un trasferimento di energia cinetica turbolenta (per unità di massa), k , dai grandi vortici a quelli più piccoli; in seguito, l'energia cinetica turbolenta viene dissipata in calore attraverso l'azione della viscosità molecolare e tale processo avviene alla scala dei vortici più piccoli.

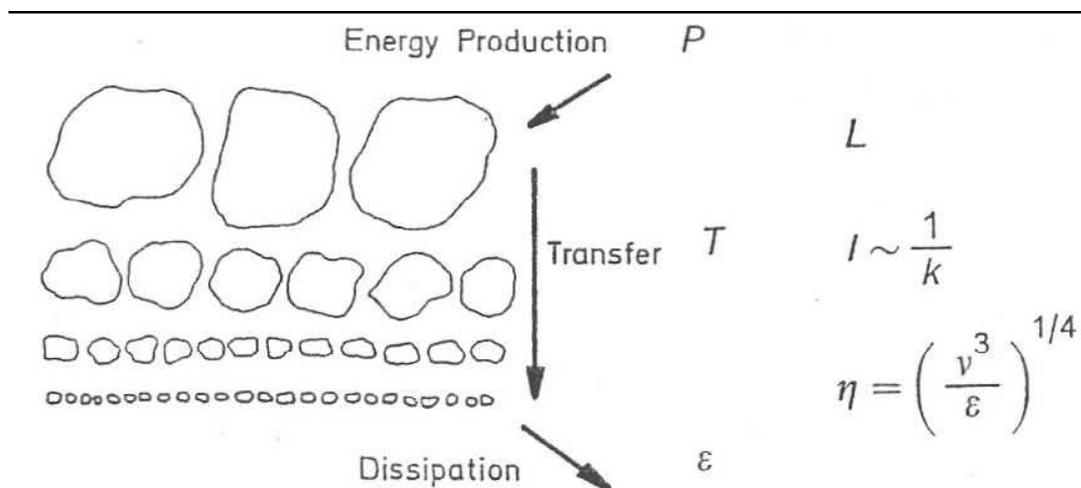


Fig 1 Cascata di scale nella turbolenza.

Secondo Kolmogorov per numeri di Reynolds elevati le strutture fluidodinamiche più piccole in un flusso turbolento sono statisticamente isotrope. La richiesta di numeri di Reynolds elevati, esplicita nelle ipotesi di Kolmogorov, implica la prevalenza degli effetti inerziali su quelli viscosi, rendendo così possibile il processo di trasferimento di energia dalle strutture più grandi a quelle più piccole. L'ipotesi di fondo è che al progredire della cascata le strutture perdano sempre più memoria delle caratteristiche dei vortici che le hanno generate e che quindi le strutture più piccole in un moto turbolento abbiano tutte le stesse caratteristiche.

La maggior parte dei flussi di interesse industriale è caratterizzata da un regime di moto turbolento e gli aspetti legati alla modellazione di questo fenomeno rappresentano un punto chiave per le analisi computazionali.

2.1 L'implementazione dei modelli non lineari di turbolenza

I flussi turbolenti sono caratterizzati da fluttuazioni del campo di velocità. Tali fluttuazioni influenzano le quantità trasportate come la quantità di moto, l'energia e la concentrazione delle specie chimiche, causando una fluttuazione delle stesse. Le fluttuazioni turbolente, considerata la piccola scala spaziale e l'elevata frequenza, sono computazionalmente troppo onerose per essere risolte direttamente in calcoli ingegneristici. Per altra via, le equazioni istantanee che governano il moto possono essere “filtrate” per rimuovere le scale più piccole, ottenendo un insieme di equazioni meno onerose da risolvere. Tuttavia, le equazioni “filtrate” contengono nuove variabili incognite che devono essere modellate attraverso modelli di turbolenza.

Nella pratica ingegneristica in numerose applicazioni può essere sufficiente conoscere l'effetto medio delle quantità turbolente e non le fluttuazioni istantanee, quindi un approccio utile consiste nel modellare le quantità turbolente medie filtrando nel tempo le equazioni di Navier-Stokes. Tale procedimento è noto come chiusura secondo Reynolds. Siccome i flussi turbolenti sono caratterizzati da fluttuazioni casuali delle varie proprietà del fluido per definire delle nuove equazioni che governino i flussi turbolenti si usa l'approccio statistico introdotto da Reynolds da cui deriva l'acronimo RANS.

Le equazioni di Navier Stokes, in regime stazionario e per un fluido ideale incomprimibile, sono:

Equazione di continuità

$$\frac{\partial(U_i)}{\partial x_i} = 0$$

Equazione della quantità di moto (mediata alla Reynolds – RANS)

$$\rho U_i \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = F_i - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) - \overline{\rho u_i u_j} \right]$$



Equazione dell'energia

$$\rho c_p U_j \frac{\partial T}{\partial x_j} = \rho \dot{q}_g + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} - \rho c_p \overline{\theta u_j} \right)$$

A causa della non linearità delle equazioni di Navier Stokes otteniamo un sistema non chiuso di equazioni, ovvero un sistema con più incognite che equazioni. Le quantità incognite, che per le equazioni di bilancio della quantità di moto sono dette sforzi di Reynolds, sono definite introducendo nuove ipotesi e/o nuove equazioni attraverso i cosiddetti modelli definiti di chiusura della turbolenza.

I modelli a viscosità turbolenta basati sull'ipotesi di diffusione per gradiente della quantità di moto (nota in letteratura come ipotesi di Boussinesq) sono denominati modelli lineari degli sforzi di Reynolds. Secondo tale ipotesi è possibile definire gli sforzi di Reynolds come funzione del tensore della velocità di deformazione e dell'intensità dell'energia cinetica turbolenta k e di un termine μ_t detto viscosità turbolenta:

$$-\rho \overline{u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial U_l}{\partial x_l} \right) \delta_{ij}$$

Per chiudere il problema della turbolenza, è necessario caratterizzare la turbolenza stessa descrivendone intensità e scale spaziali. I modelli a due equazioni, che permettono di descrivere la turbolenza attraverso la risoluzione di due equazioni differenziali: l'equazione di trasporto dell'energia cinetica turbolenta k , definita come l'energia cinetica delle componenti fluttuanti e una seconda equazione differenziale, necessaria per determinare la dimensione dei vortici più grandi.

Per le applicazioni di interesse per il progetto IRIS si intende approfondire lo studio dei modelli di turbolenza a due equazioni che si basano sulla formulazione a viscosità turbolenta non lineare degli sforzi di Reynolds (NLEVM) implementandoli in un codice CFD commerciale. Lo studio della turbolenza attraverso la modellazione numerica è un campo in cui non si è ancora in grado di riprodurre con elevata accuratezza alcune tipologie di moto.

In particolare i modelli basati sull'ipotesi di Boussinesq hanno come limite intrinseco l'incapacità di catturare gli effetti dell'anisotropia del componente normale del tensore degli sforzi di Reynolds e, di conseguenza, di prevedere correttamente, per esempio, i moti secondari presenti nei campi di moto.

La previsione dei moti secondari presenti nel flusso turbolento permette di riprodurre con maggiore accuratezza il campo di moto di configurazioni di elevato interesse applicativo (presenza di swirl e flusso in rotazione).

L'implementazione di una relazione tra gli sforzi e il tensore della velocità di deformazione del terzo ordine prende spunto dalla proposta di Shih, Zhu e Lumley (1993) e di Craft, Launder and Suga (1996).

$$\begin{aligned}
 -\overline{\rho u_i u_j} = & -\frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} + \mu_t S_{ij} - C_1 \mu_t \frac{k}{\varepsilon} \left[S_{ik} S_{kj} - \frac{1}{3} \delta_{ij} S_{kl} S_{kl} \right] + \\
 & -C_2 \mu_t \frac{k}{\varepsilon} \left[\Omega_{ik} S_{kj} + \Omega_{jk} S_{ki} \right] - C_3 \mu_t \frac{k}{\varepsilon} \left[\Omega_{ik} \Omega_{kj} - \frac{1}{3} \delta_{ij} \Omega_{kl} \Omega_{kl} \right] + \\
 & -C_4 \mu_t \frac{k^2}{\varepsilon^2} \left[S_{ki} \Omega_{lj} + S_{kj} \Omega_{li} \right] S_{kl} + \\
 & -C_5 \mu_t \frac{k^2}{\varepsilon^2} \left[\Omega_{il} \Omega_{lm} S_{mj} + \Omega_{mj} \Omega_{lm} S_{il} - \frac{2}{3} S_{lm} \Omega_{mn} \Omega_{nl} \delta_{ij} \right] + \\
 & -C_6 \mu_t \frac{k^2}{\varepsilon^2} \left[S_{kl} S_{kl} S_{ij} \right] - C_7 \mu_t \frac{k^2}{\varepsilon^2} \left[\Omega_{kl} \Omega_{kl} S_{ij} \right]
 \end{aligned}$$

dove $S_{ij} = \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right)$, e $\Omega_{ij} = \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right)$.

Nel modello implementato è inoltre stata garantita la realizzabilità. Tale concetto è stato introdotto in principio da Schumann nel 1977. L'idea basilare è che un modello di turbolenza debba essere plausibile ovvero debba portare ad un campo di fluttuazioni di velocità possibili. La realizzabilità impone al modello di turbolenza alcuni vincoli matematici legati alla fisica dei flussi turbolenti:

- ogni scalare pari al valor medio di una grandezza quadratica, come l'intensità di energia cinetica turbolenta o il tasso di dissipazione, deve essere positivo; tale requisito vale quindi per gli elementi diagonali del tensore degli sforzi di Reynolds (gli sforzi normali), dove l'uso di lettere greche come pedici esclude sommatoria. In sintesi: $\overline{u_\alpha u_\alpha} \geq 0$
- deve essere soddisfatta la disuguaglianza di Schwarz: $\overline{u_i u_j}^2 \leq \overline{u_i^2} \cdot \overline{u_j^2}$

Queste condizioni prevengono la possibilità di ottenere risultati non fisici. Si introduce la realizzabilità nel modello seguendo il procedimento di Lumley. Le condizioni di realizzabilità possono essere soddisfatte modificando la formulazione della costante C_μ con differenti funzioni di S o di Ω che sono rispettivamente

$$S = \frac{k}{\varepsilon} \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad \text{e} \quad \Omega = \frac{k}{\varepsilon} \sqrt{\frac{1}{2} \Omega_{ij} \Omega_{ij}}$$

Il modello utilizzato prevede, inoltre, l'inserimento di opportune funzioni di smorzamento (damping function) al fine di preservare la validità delle equazioni di trasporto dell'energia cinetica turbolenta k, della dissipazione di energia cinetica turbolenta ε anche all'interno del substrato di parete; i modelli che adottano tale soluzione si definiscono 'modelli a basso numero di Reynolds'.

L'implementazione a basso numero di Reynolds ha seguito più di una filosofia focalizzandosi in particolare sull'approccio di Lien et al. (1996) e di Wilcox (1989) ed è stata infine implementata in una versione detta quasi low-Reynolds sviluppata combinando l'impiego di una funzione di smorzamento della viscosità



turbolenta f_μ con un particolare trattamento a parete che include l'influenza del gradiente avverso di pressione media sull'andamento della derivata della velocità a parete (si rimanda ai testi specifici di turbolenza per ulteriori approfondimenti).

In letteratura esistono numerose formulazioni della funzione f_μ tutte accomunate dal doppio vincolo di

$$f_\mu \rightarrow 0 \text{ per } Re_y \text{ e } Re_t \rightarrow 0$$

$$f_\mu \rightarrow 1 \text{ per } Re_y \text{ e } Re_t \rightarrow 200$$

dove

$$Re_y = \frac{\rho k^{1/2} y}{\mu}$$

$$Re_t = \frac{\rho k^2}{\mu \varepsilon}$$

Per l'implementazione sono inoltre state effettuate le seguenti considerazioni: esprimendo le quantità turbolente in funzione del numero di Reynolds, si ottiene una formulazione generale, che vale sia per i flussi vicini alla parete che per flussi caratterizzati da un numero di Reynolds locale basso (es: vortici). L'utilizzo di una formulazione matematica semplice permette di diminuire il numero di coefficienti necessari alla chiusura; per questo è stata sfruttata la formulazione già proposta da Wilcox in cui la funzione di smorzamento della viscosità turbolenta è la seguente:

$$f_\mu = \frac{\frac{Re_t}{\alpha}}{1 + \frac{Re_t}{\alpha}}$$

dove il coefficiente α è assunto, in accordo con la letteratura, pari a 6.

3 LA FACILITY SPERIMENTALE

Il punto di partenza nella progettazione della facility sperimentale è la geometria del reattore IRIS caratterizzata da una brusca variazione di direzione del fluido all'interno del *downcomer*. Rispetto alla geometria reale, sono state introdotte le seguenti semplificazioni:

- scalatura della geometria;
- utilizzo di un fluido di lavoro diverso da quello reale;
- passaggio da una geometria 3D ad una pseudo-2D;
- modifica del profilo del setto divisorio;
- riduzione del numero di Reynolds.

3.1 La geometria di partenza

Il dimensionamento si è avviato dai dati riguardanti le simulazioni CFD di un reattore cilindrico, che rappresenta un prototipo in scala del reattore IRIS.

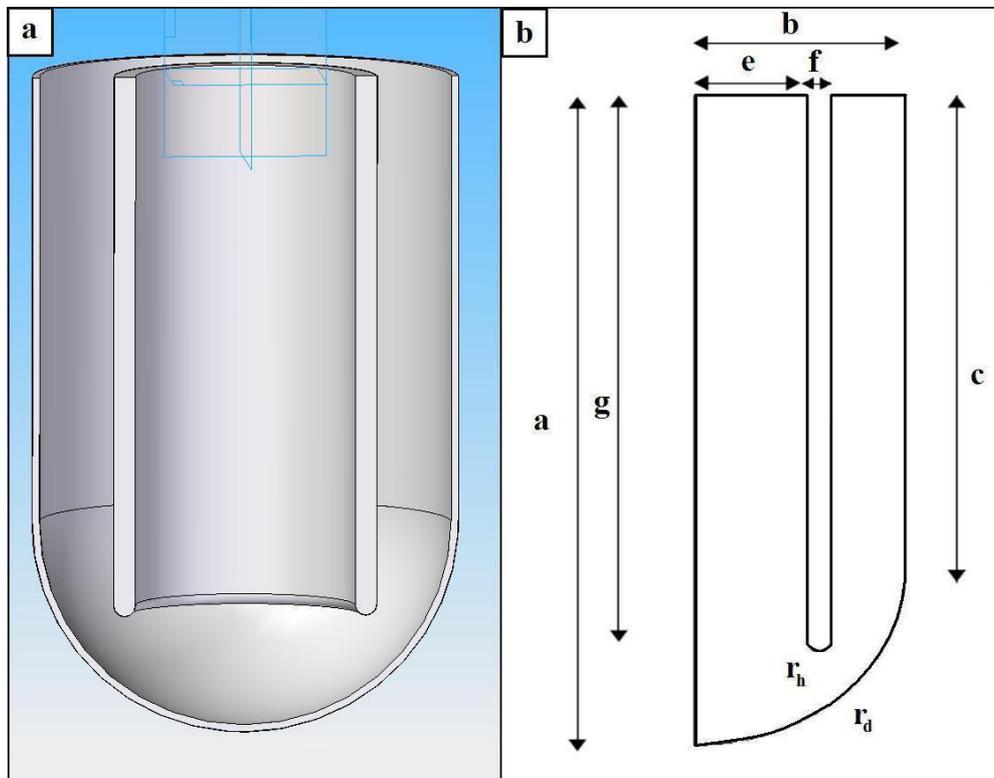


Fig 2 (a) disegno CAD 3D del downcomer del reattore IRIS; (b) sezione del dominio computazionale.

In figura è possibile osservare (a) il disegno CAD, mentre nella sezione (b) sono indicati i parametri geometrici riassunti nella Tab. 1

Riferimento	Valore (mm)
a	2986.8
b	933.9
c	2052.9
e	500.0
f	100.0
g	2436.8
R_h	50.0

Tab 1 Parametri geometrici del reattore cilindrico.



3.2 Scalatura e semplificazioni

Poiché l'analisi ha l'obiettivo di verificare il miglioramento delle previsioni a valle dell'inversione del flusso, nel fare le prime due modifiche si è scelto di mantenere costante il valore del numero di Reynolds che si ha nel cilindro interno (Re_{INT}).

Le modifiche riguardano la geometria e il fluido: le dimensioni fisiche del reattore vengono ridotte, per diminuire i costi di realizzazione legati ai materiali e per poter più comodamente agire sulla facility quando in funzione; si è scelto di utilizzare l'aria come fluido di lavoro per semplificare la realizzazione e la successiva gestione dell'apparato sperimentale.

Grazie alla geometria semplice del downcomer è possibile semplificarne lo studio passando dal caso reale 3D ad un'analisi 2D. Questa modifica ha due conseguenze: la prima computazionale e la seconda sperimentale. A livello computazionale i calcoli sono alleggeriti e permettono di migliorare la risoluzione a parità di numero di celle. Dal punto di vista sperimentale il vantaggio è legato principalmente alla realizzazione di una facility con accessi ottici senza superfici curve, che possono introdurre una componente di errore nell'utilizzo del laser a causa della possibile variazione locale degli angoli di riflessione e rifrazione, rendendo così complessa la progettazione della sperimentazione. Utilizzando superfici piane si ottengono due vantaggi: in primo luogo è possibile analizzare la sezione di interesse senza che il laser debba attraversare più superfici, risparmiando quindi sulla qualità dei materiali (non solo vetro ottico) e migliorando la precisione di misura (assenza di deviazioni); in secondo luogo è possibile posizionare il laser con due differenti angolazioni, sfasate di 90° , e leggere quindi le componenti di velocità nelle tre direzioni. Quest'ultimo aspetto è importante perché permette di verificare l'assenza di effetti di bordo che andrebbero a influire sulla sezione di interesse e renderebbero scorretta l'ipotesi di analisi bidimensionale.

Per passare da una geometria di tipo 3D ad una di tipo 2D si è scelto di mantenere costanti il rapporto fra le aree e, nuovamente, il numero di Reynolds interno.

L'ultima semplificazione geometrica è stata resa necessaria dalla difficoltà realizzativa di costruire uno smusso perfettamente semicilindrico all'estremità del setto che separa il flusso entrante da quello uscente. Per questo motivo si è scelto di utilizzare una geometria smussata con una fluidodinamica più complessa che permettesse la validazione del modello per un range di geometrie più ampio. Il profilo è dunque squadrato, anziché arrotondato come nel caso del reattore originale.

Infine per via delle caratteristiche del ventilatore a disposizione, accoppiato alla geometria e dunque alle perdite di carico della facility, è stata imposta una riduzione del numero di Reynolds. Nello specifico il condotto interno passa dal reale 500000 a 100000 di numero di Reynolds. Per condotti chiusi come nel caso in analisi, la transizione laminare-turbolento si ha per valori del numero di Reynolds compresi tra 2000 e 10000, dunque si rimane ancora nel caso di moto completamente turbolento.

3.3 L'apparato costruito

Con le semplificazioni introdotte si è arrivati alla geometria finale riportata in figura 3.

Essendo l'analisi bidimensionale, per la terza dimensione si è scelto un valore pari a due volte il diametro idraulico interno per evitare che gli effetti di bordo compromettessero lo sviluppo fluidodinamico.

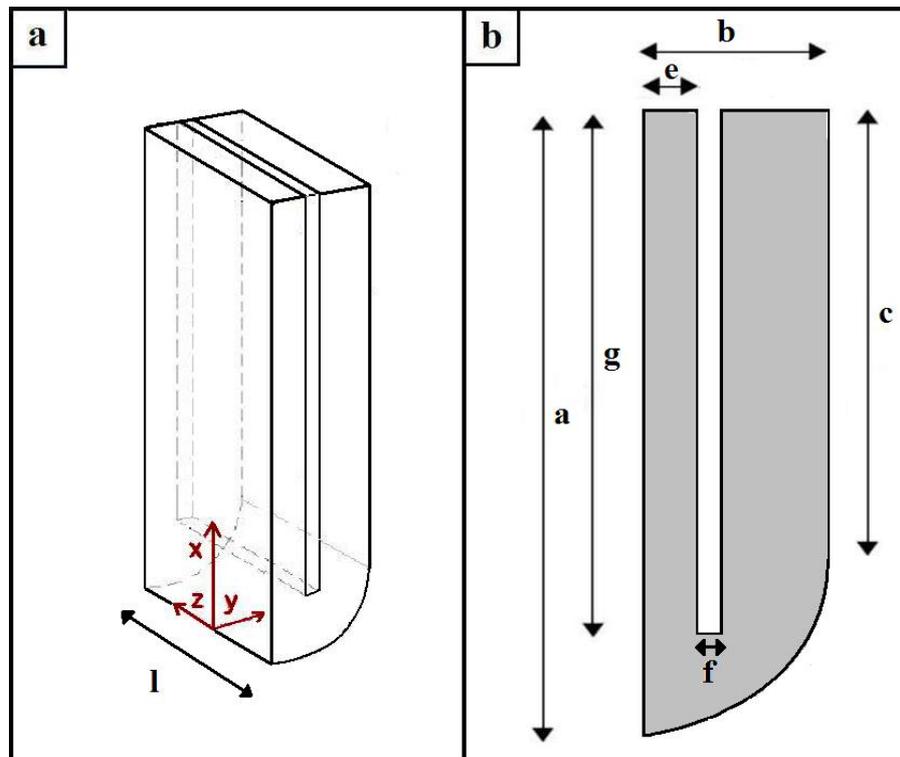


Fig 3 (a) Nuova geometria (b) sezione.

Riferimento	Valore (mm)
a	1500
b	430
c	1075
e	125
f	55
g	1250
l	600

Tab 2 Parametri geometrici della facility

Nella Tab. 3 sono riassunti i principali parametri di confronto fra il caso iniziale e la geometria realizzata e simulata.



Parametri	Geometria di partenza	Facility sperimentale
Geometria	3D	2D
Fluido di lavoro	Acqua	aria
Altezza massima	2.9868	1.500
$AEST [m^2]$	1.6082	0.1375
$AINT [m^2]$	0.7850	0.06875
$AEST/=AINT$	2.0487	2.0400
Profilo setto divisorio	cilindrico	rettangolare
Re est	81438	110441 - 60462
Re int	499672	130893 - 71659

Tab 3 Parametri di confronto

3.4 I componenti della facility

E' possibile raggruppare le apparecchiature che costituiscono la facility sperimentale in quattro gruppi:

- zona di indagine
- impianto di movimentazione dell'aria
- sistema di insemminazione
- sistema di misura LDV

Per la descrizione delle apparecchiature e il collaudo si rimanda all'Allegato1 (paragrafi 4.3, 4.4, 4.5) mentre di seguito si descrivono brevemente il sistema di insemminazione e l'apparecchiatura LDV che consentono di illustrare, nel prossimo capitolo di questa relazione, la tecnica di misura utilizzata,

3.4.1 Sistema di insemminazione

L'insemminante impiegato per le misure di velocità deve rispettare alcuni requisiti necessari a garantire una misura di qualità:

- ^ deve essere in grado di seguire in modo fedele il fluido;
- ^ deve fornire un'adeguata luce diffusa da poter essere catturata dal sistema di ricezione.

Si è scelta la paraffina liquida, un materiale economico, non tossico e facilmente reperibile, che se nebulizzato è in grado di seguire il moto dinamico del fluido. L'unico inconveniente è legato alla facilità con cui vengono sporcate le finestre ottiche che devono perciò essere pulite ogni 15 minuti circa.

L'aerosol della paraffina è stato realizzato tramite un nebulizzatore TSI modello 9306 Six-Jet Atomizer. In Fig. 5 è possibile osservare uno schema, fornito dal costruttore, che ne mostra i componenti principali.

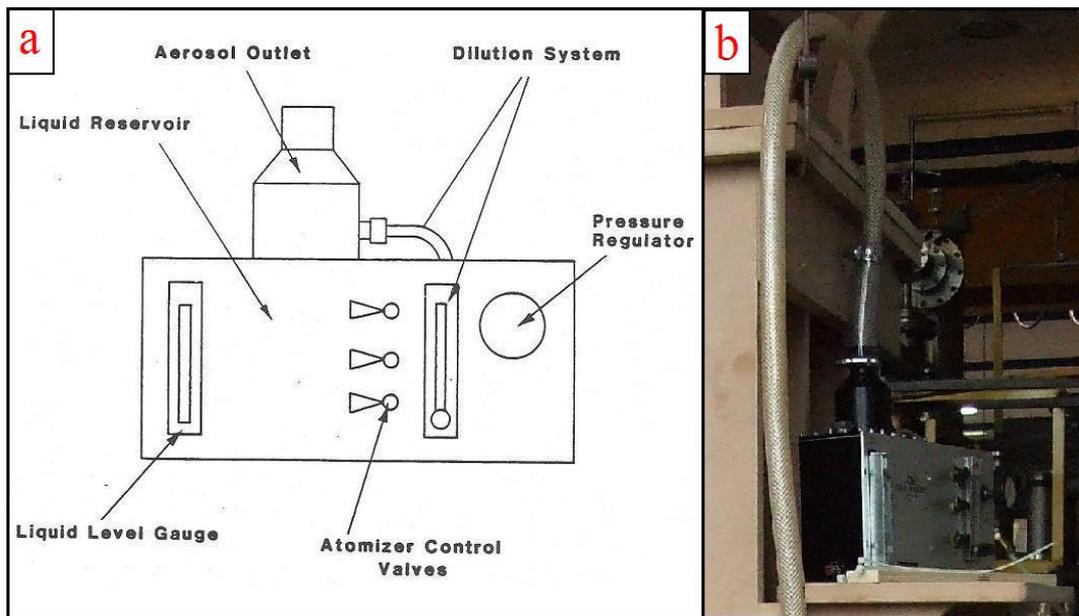


Fig 5: (a) Descrizione schematica dei componenti dell'atomizzatore TSI 9306 [28] (b) Immagine durante l'assemblaggio della facility sperimentale.

Il nebulizzatore è collegato al circuito dell'aria compressa del laboratorio e tramite i sei atomizzatori genera l'aerosol che viene convogliato, attraverso un condotto flessibile, all'interno dell'apparato sperimentale.

La Fig 6 mostra uno schema del funzionamento del nebulizzatore: il fluido, contenuto all'interno di un serbatoio (8), risale (2) fino all'ugello (1) che, alimentato con aria compressa (3), crea la dispersione del fluido in gocce che, impattando sul corpo sferico (4), assumono forma regolare; un flusso di aria secondaria (5) richiama l'aerosol (7) verso l'uscita (6).

Attraverso le tre valvole presenti sul nebulizzatore è possibile regolare la portata di insemiante prodotta al fine di ottenere il giusto data rate necessario per le operazioni di misura.

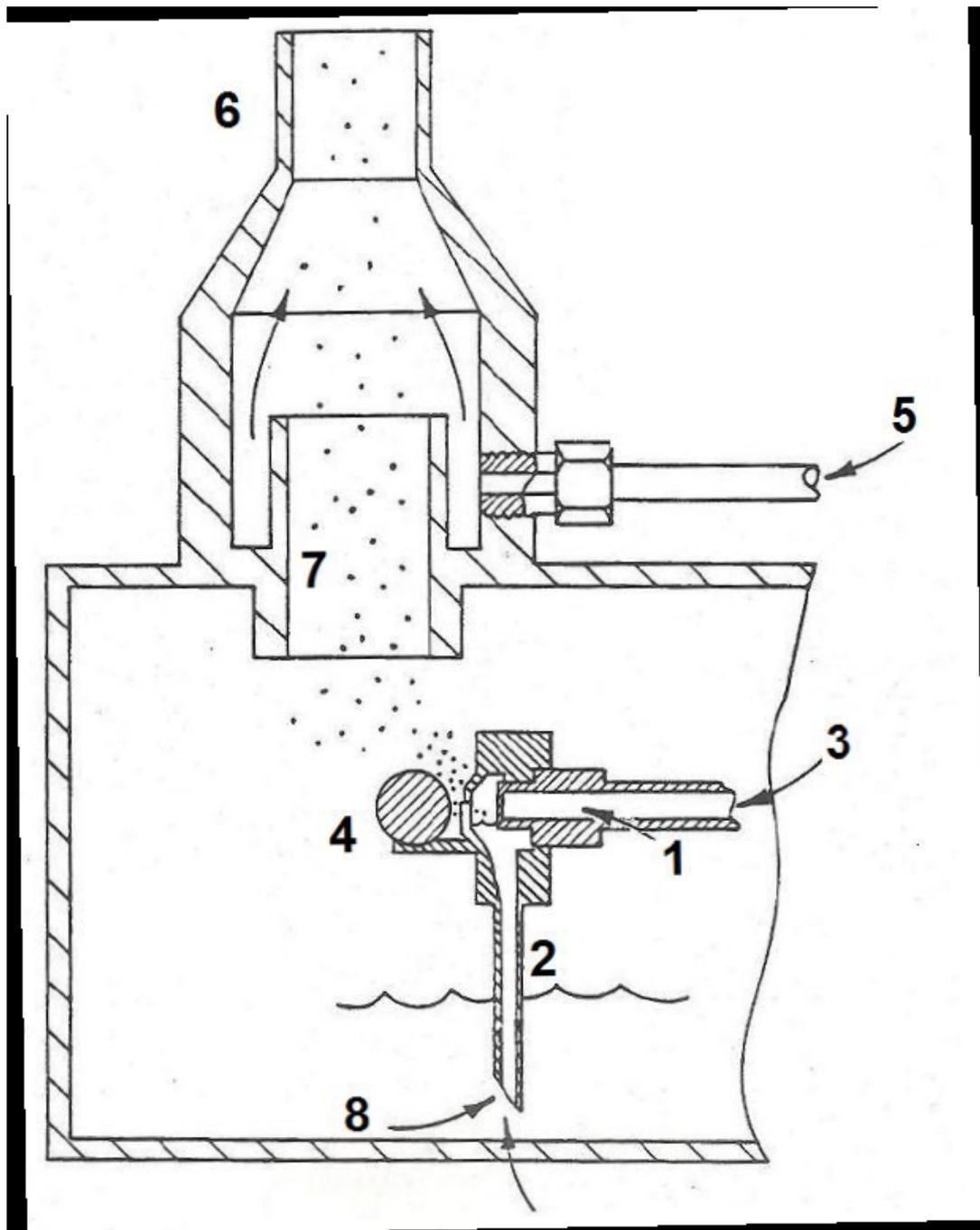


Fig 6 Struttura di uno dei sei nebulizzatori del TSI 9306. (1) ugello (2) salita liquido (3) ingresso aria pressurizzata (4) impattatore sferico (5) ingresso aria di diluizione (6) tubo di uscita dell'aerosol (7) via di fuga del fluido nebulizzato (8) ingresso del liquido.

3.4.2 Sistema LDV

Nel sistema LDV rientrano tutti i componenti necessari per il funzionamento delle apparecchiature per le misurazioni.

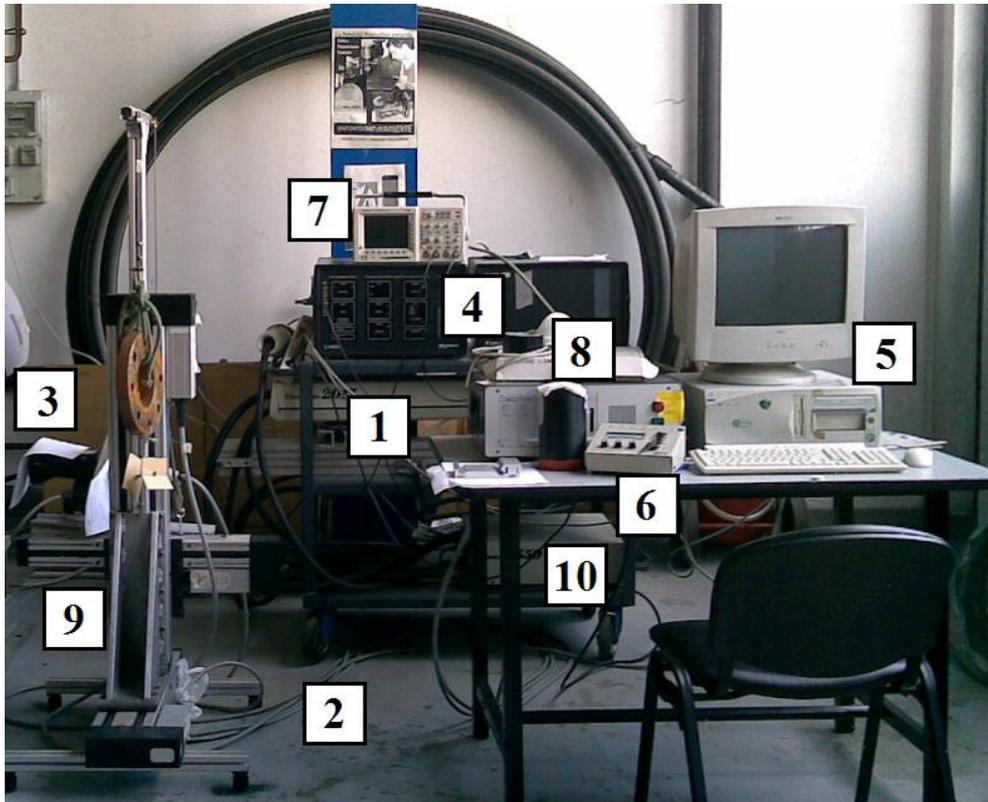


Fig 7 Insieme delle apparecchiature necessarie per eseguire le misure.

Nella Fig. 7 sono evidenziati

- (1) struttura del laser contenente cella di Bragg, lenti e centronatori;
- (2) sistema di trasmissione con fibre ottiche;
- (3) testa del laser;
- (4) due unità di controllo BSA, una per ogni direzione del fascio laser;
- (5) computer per l'analisi dei dati;
- (6) modulo di controllo remoto del laser, permette di regolarne la potenza in funzione delle esigenze di misura, da 0 a 5 W, presenta delle spie di allerta nel caso in cui ci siano problemi ai sistemi di raffreddamento e alimentazione;
- (7) oscilloscopio;
- (8) sistema elettronico di comando dei motori passo-passo;
- (9) traversa per la movimentazione della testa del laser con motori passo-passo;
- (10) trasformatore elettrico della sorgente laser;

4 LA TECNICA DI MISURA LDV

4.1 Velocimetria Laser Doppler

Le velocità sono state misurate con la tecnica ottica LDV *Laser Doppler Velocimetry* che ha il vantaggio di:

- essere una tecnica di misura non invasiva, non sono richieste sonde all'interno del fluido, quindi non si interferisce con il naturale sviluppo della vena fluida;
- permettere la misurazione simultanea fino a 3 componenti di velocità e non necessita di calibrazione, perchè la misura si basa su onde elettromagnetiche non soggette a variazioni legate ai parametri ambientali;
- garantire un'elevata accuratezza, l'*errore sistematico* è minore dell'1 % e quello *statistico* è definito tramite la deviazione standard dalla media ed è facilmente riducibile aumentando il numero di campioni;
- ha elevata risoluzione spaziale e temporale,

I limiti dell'LDV sono legati alla necessità di dover inseminare il fluido con particelle di dimensione e densità adeguate, inoltre sono necessari accessi ottici nella zona di indagine.

4.2 Principi fisici

Una particella posta sulla traiettoria di un'onda elettromagnetica interagisce con essa e diffonde energia in tutte le direzioni, questo fenomeno è noto come *scattering*. Se la lunghezza d'onda λ della radiazione diffusa è la stessa della radiazione incidente si parla di *scattering elastico* e in particolare si ha *scattering di Mie* se le particelle hanno dimensioni maggiori o uguali alla lunghezza d'onda incidente. La luce diffusa tramite *scattering di Mie* da una particella in moto relativo rispetto ad un osservatore fisso, ha una frequenza diversa rispetto all'onda elettromagnetica incidente. La differenza delle frequenze è la *frequenza Doppler* che è proporzionale ad una componente di velocità del flusso.

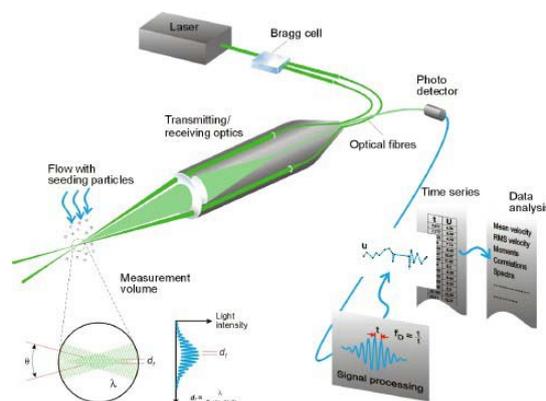


Fig 8 Schema di funzionamento del sistema LDV



La sorgente di luce è un laser il cui fascio viene sdoppiato in una cella di Bragg. I due fasci, tramite un sistema di trasmissione a fibre ottiche, raggiungono la testa ottica dove un sistema di lenti li incrocia con un angolo μ formando il volume di controllo.

La sovrapposizione dei fasci determina la formazione di *frange di interferenza*. Quando una particella attraversa il sistema di frange, la frequenza della modulazione dell'intensità della luce diffusa f_D è pari al rapporto fra la velocità della particella U_x e la spaziatura fra le frange d_f :

$$f_D = \frac{U_x}{d_f}$$

La spaziatura fra le frange si determina con le leggi dell'ottica geometrica, viene qui riportata la relazione conclusiva che lega la d_f con la lunghezza d'onda λ , e l'angolo θ compreso fra i raggi:

$$d_f = \frac{\lambda}{2 \operatorname{sen}\left(\frac{\theta}{2}\right)}$$

Infine l'onda diffusa raggiunge il sistema di ricezione e il fotorivelatore produce un segnale elettrico di corrente da cui il software di analisi ricava la velocità U_x .

4.3 Il sistema LDV utilizzato

Vengono analizzati i singoli componenti del sistema LDV Dantec del Laboratorio di Combustione e Diagnostiche Ottiche del Dipartimento di Energia del Politecnico di Milano.

4.3.1 Sorgente Laser

La sorgente di luce è un laser a ioni di Argon, modello 2070 *Spectra Physics*, è in grado di emettere a $\lambda=488$ nm (blu) e $\lambda=514.5$ nm (verde), quindi è possibile rilevare contemporaneamente due componenti di velocità. Le principali caratteristiche tecniche sono riportate nella tabella.

Modello	Spectra Physics 2017 Argon-ion laser
Collegamento alla rete elettrica	
Voltaggio	208 V ac ± 10 %
Corrente	42 A
Potenza nominale	5 W 1.5 W a 488 nm e 2.0 W a 514.5 nm
Caratteristiche ottiche	
Lunghezze d'onda,	488 nm blu, 514.5 nm verde
Diametro del fascio laser	1.4 mm
Rumore	0.5 %

Tab 4 Caratteristiche tecniche della sorgente laser

La sorgente laser necessita di smaltire il calore in eccesso (15 kW) tramite un circuito di raffreddamento ad acqua che deve rispettare le specifiche riassunte di seguito:

Portata min 8.4 l/min

Pressione max 690 kPa

ΔP min 172 kPa

Temperatura ingresso 10 - 35 °C.

pH 7.0 - 8.5

Durezza max 150 ppm

Particolato max 200 μm diametro

4.3.2 Cella di Bragg

La *cella di Bragg* è un modulatore elettro-ottico che ha il duplice compito di separare il fascio di luce in due parti e di shiftare di 40 MHz la frequenza di uno dei due.

La figura mostra a livello schematico il funzionamento della cella di Bragg, vengono indicate con f_L la frequenza del laser e con f_S la frequenza di shift.

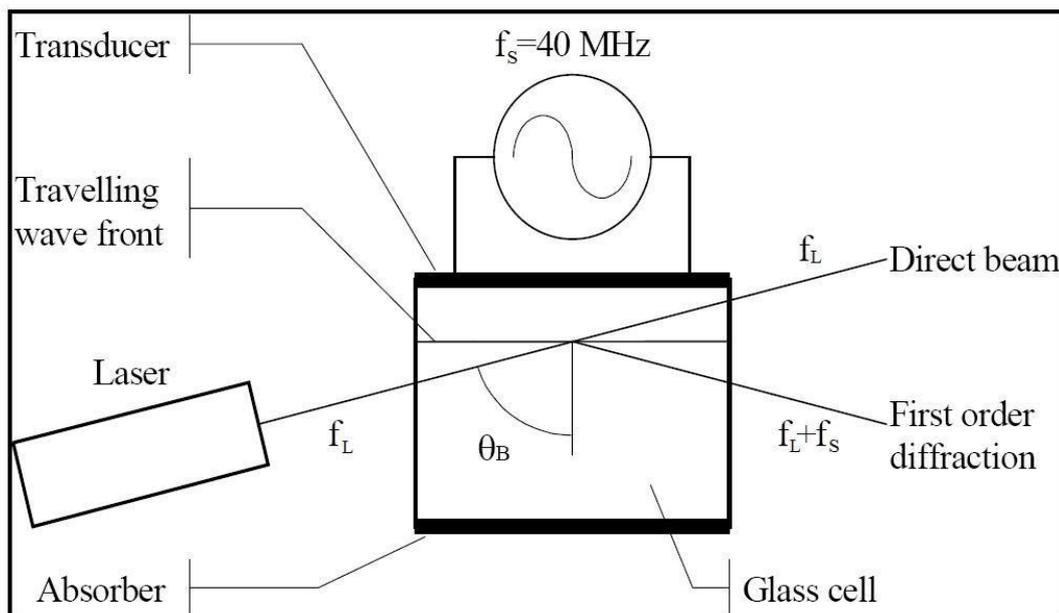


Fig 9 Cella di Bragg

La diversa frequenza dei due fasci laser crea nel volume di misura una variazione periodica dei fronti d'onda, che genera lo scorrimento delle frange di interferenza. Il moto relativo fra le frange fa sì che lo strumento misuri una velocità di riferimento rispetto alla quale vengono rilevate le velocità delle particelle inseminate. Con questo sistema viene risolto il problema dell'ambiguità direzionale dato dal fatto che la frequenza Doppler è una grandezza scalare.

4.3.3 Fibre Ottiche

Dopo la cella di Bragg, attraverso un sistema di lenti e prismi, i fasci di luce entrano nelle fibre ottiche e raggiungono la *testa* del sistema senza necessità di spostare la sorgente. Il fascio laser ha una distribuzione gaussiana e l'utilizzo delle fibre ottiche permette di poterne utilizzare solo la parte centrale, così da avere una maggiore uniformità della distribuzione di intensità luminosa nella sezione trasversale del fascio.

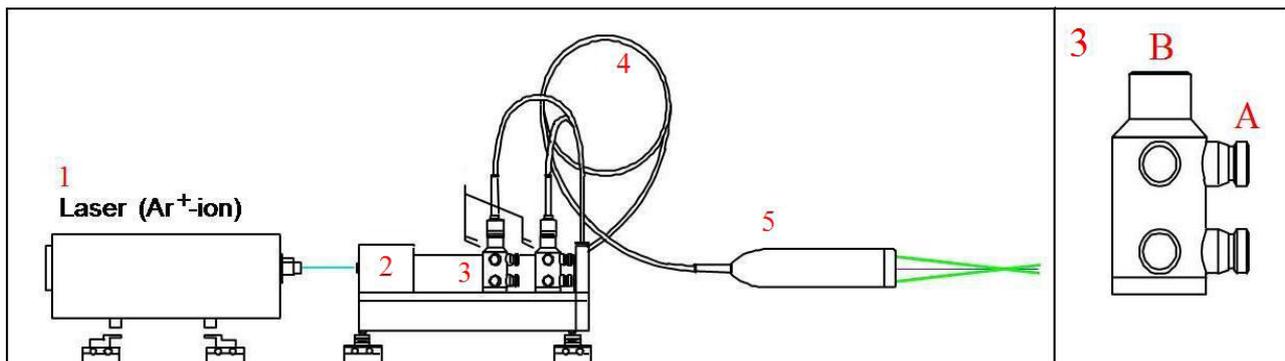


Fig 10 Schema dell'LDV: (1) fonte di luce; (2) cella di Bragg; (3) manipolatori per la centratura dei fasci laser; (4) fibre ottiche; (5) testa del laser.
Sulla destra dettaglio dei manipolatori: (A) centratori, (B) attacco fibre ottiche. .

4.3.4 Testa del LDV Fibre Ottiche

Attraverso le fibre ottiche i fasci laser raggiungono la testa del sistema LDV dove una lente convergente permette la loro intersezione a formare il volume di misura. Le dimensioni geometriche del volume di misura possono essere valutate con le leggi dell'ottica geometrica:

La distanza alla quale avviene l'intersezione dei fasci è pari alla focale F della lente che dipende dalla biconvessità della stessa. Sono state utilizzate due lenti: focale da 500 mm e focale da 310 mm.

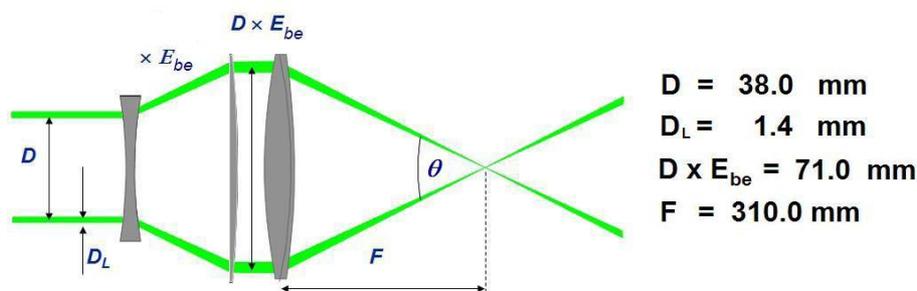


Fig 4 Schema del beam expander per la lente con focale da 310 mm [3].

Nel caso della lente con focale da 310 mm, per migliorare la risoluzione spaziale, è stato impiegato un *beam expander*, che tramite una lente biconcava e una piano convessa aumenta la dimensione dei raggi laser e



permette la formazione di un volume di controllo di dimensioni più ridotte e una misura più precisa. In fig. 11 è possibile vedere l'azione del *beam expander* e i dati geometrici legati allo strumento utilizzato.

4.3.5 Unità di controllo

Le unità di controllo a microprocessore (BSA) sono *Dantec 57N21* e convertono i segnali di frequenza Doppler in segnali elettrici, tramite un fotomoltiplicatore, e questi in segnali di velocità.

Per ulteriori dettagli si rimanda all'Allegato 1(paragrafo 2.2.5)

5 IL MODELLO NUMERICO

5.1 Creazione della mesh e topologia

Il dominio è stato creato e discretizzato attraverso il programma ANSYS Gambit ed opportunamente adattato con ANSYS Fluent; l'analisi dell'indipendenza della griglia è stata realizzata con il metodo *Grid Convergence Index* (GCI).

La creazione della sezione 2D ha seguito le dimensioni e le caratteristiche geometriche illustrate

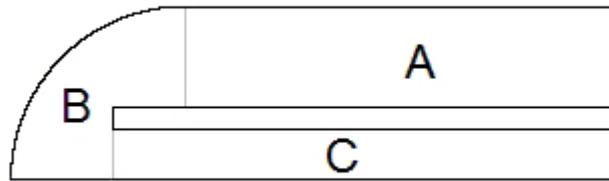


Fig 5 Suddivisione del dominio nelle tre aree A, B, e C per ottenere una griglia omogenea.

Per motivi di accuratezza la scelta della topologia è caduta su celle quadrangolari.

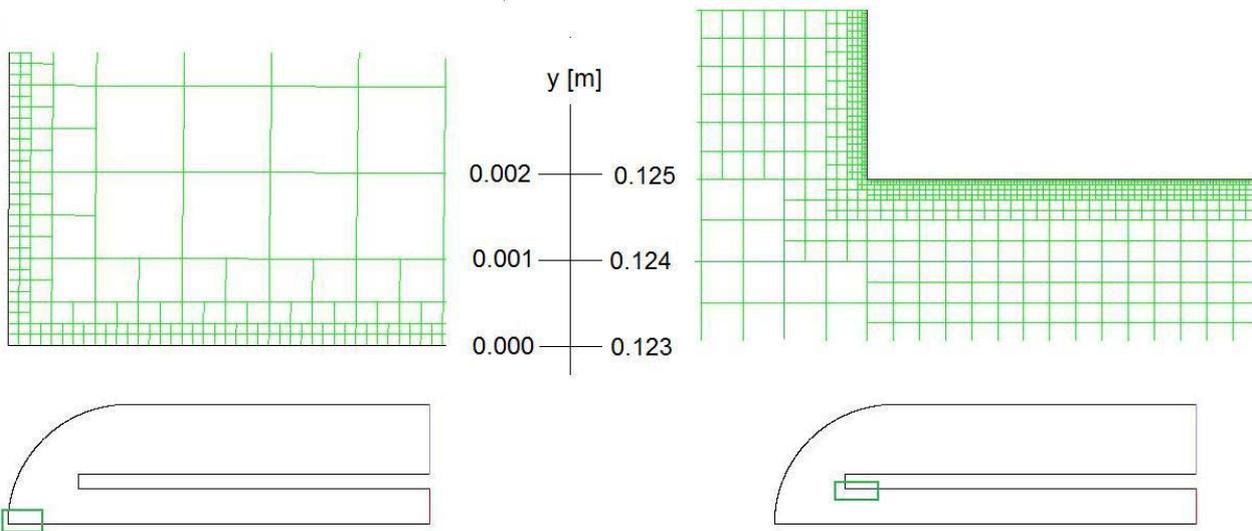


Fig 13 Dettagli della descrizione spaziale del dominio

Sono state realizzate diverse griglie e, grazie al metodo del GCI si è potuto concludere che, a partire dalla griglia composta da 305214 elementi e con $y^+ < 1$ lungo tutte le pareti i risultati ottenuti sono risultati indipendenti dalla griglia stessa.

Per il dettaglio del metodo GCI si rimanda all'Allegato 1 paragrafo 5.1.2



5.2 Condizioni al contorno e proprietà dell'aria

Sono stati analizzati due casi a seconda dei regimi di funzionamento del ventilatore: 380V e 140 V; di seguito si riportano le condizioni al contorno utilizzate nei due casi

	380 V	140V
Sezione di Ingresso		
Velocità V_{IN} [m/s]	4.7209	2.58454
Intensità Turbolenta, I [%]	3.74738	4.0404877
Diametro idraulico, D_h [m]	0.34375	
Sezione di uscita		
Pressione relativa [Pa]	0	0

Tab 5 Condizioni al contorno

Per tutte le altre pareti fisiche è stata imposta la condizione di wall - no slip.

Si riportano infine le proprietà del fluido di lavoro aria assunte costanti:

- Densità: 1.225 kg/m^3
- Viscosità: $1.7894 \cdot 10^{-5} \text{ m/s}$

5.3 Settaggio numerico

Il risolutore utilizzato è a volumi finiti, in doppia precisione; di tipo pressure based, 2D, stazionario, implicito.

L'algoritmo di accoppiamento pressione-velocità è il SIMPLE e la discretizzazione spaziale è del secondo ordine per la pressione, secondo ordine con metodo upwind per la quantità di moto e le grandezze turbolente.

I modelli di turbolenza utilizzati per un confronto con il modello implementato dagli autori della ricerca sono state le varianti disponibili del $k-\varepsilon$: standard (STD), Realizable (REAL) e RNG.

Per tutti è stata utilizzata la modellazione a parete Enhanced Wall Function, con l'opzione Pressure Gradient Effects.

6 ANALISI DEI RISULTATI

6.1 Risultati Sperimentali

Le misurazioni sono state svolte tutte in configurazione laterale, per poter rilevare le componenti di velocità lungo x e y in riferimento al sistema di riferimento riportato nelle schematizzazioni del modello.

Verranno riportate le note relative alla griglia definitiva utilizzata mentre per l'identificazione della zona di misura, gli errori di misura, l'analisi in frequenza si rimanda all'Allegato 1 paragrafi 6.1.1, 6.1.2, 6.1.3.

6.1.1 Griglia di misura definitiva

Con il procedimento e le rilevazioni appena illustrate, è stato possibile identificare la zona dove effettuare le misure attraverso la finestra laterale. Le differenze del punto di riattacco e dell'altezza dei vortici sono però poco significative tra i due casi di numero di Reynolds analizzati, fatto che si spiega con il moto completamente turbolento per entrambe le prove. E' stato dunque possibile identificare un'unica area di interesse, suddivisa nelle due zone *sopra* e *sotto* in figura 14

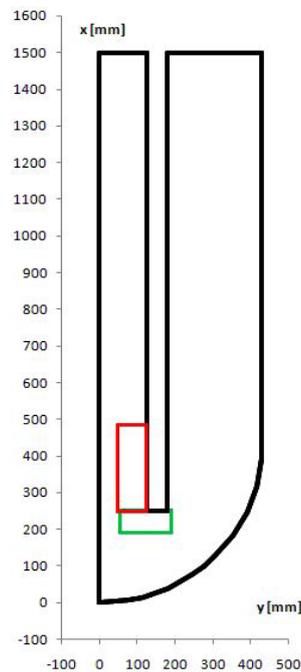


Fig 6 Area di indagine divisa in due zone in funzione del fenomeno da osservare: sopra, in rosso, per studiare il vortice principale; e sotto, in verde, per il campo di moto durante l'inversione di direzione.

Nella figura successiva è mostrata la griglia di misura *definitiva* che ha fornito i dati necessari al confronto con i risultati computazionali. La griglia ottenuta conta 1746 punti complessivi, 1206 per la zona *sopra* e 540 per la zona *sotto*. Come nelle analisi precedenti l'infittimento è maggiore vicino alle pareti, nella direzione perpendicolare a quella del flusso. Si vede quindi come per la zona *sopra* sono state previste sezioni ogni 5mm lungo *x*, mentre lungo *y* si rileva inizialmente ogni millimetro, e poi ad aumentare fino a 5mm più ci si allontana dalla parete. Nella zona *sotto* si rileva lungo *y* in sezioni ogni 5mm, con punti ogni 3mm lungo *x* in corrispondenza del vortice sotto il setto, ed ogni 5– 6 mm attorno ad esso per descrivere il campo di moto circostante.

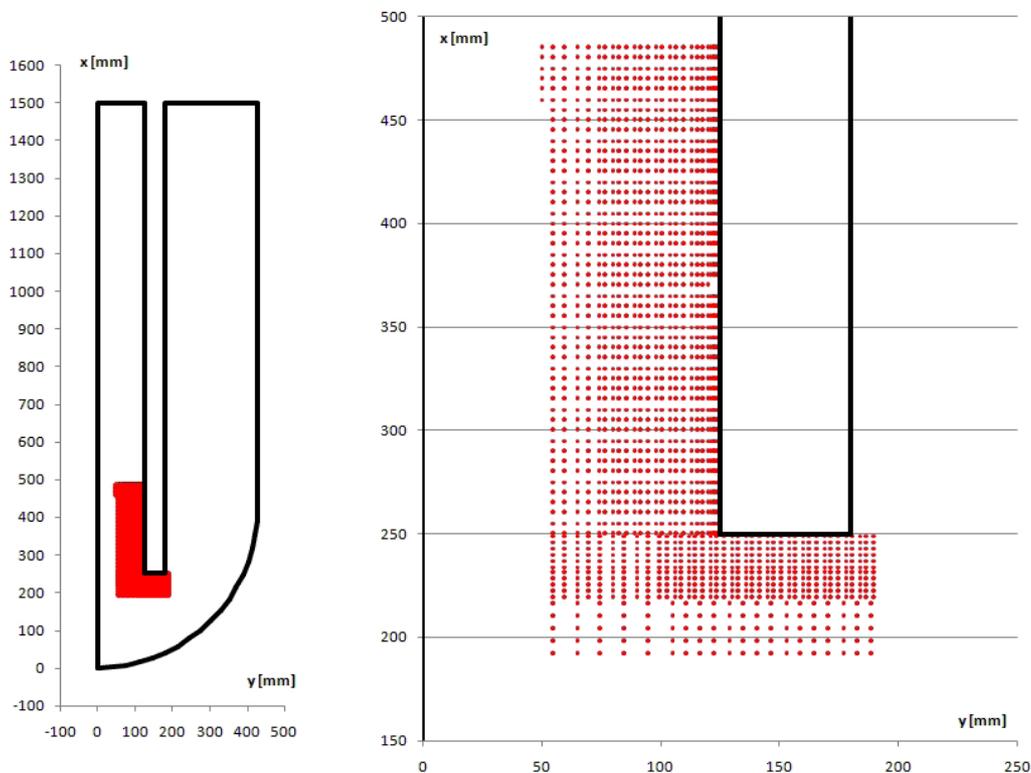


Fig 7 Posizione dei punti di misura della griglia definitiva per la lettura dei dati utilizzati nel confronto con i risultati computazionali, a sinistra nel dominio complessivo e a destra nel dettaglio.

Coordinate	mm	Distanza punti	mm
X_{\min}	192	Δx_{\min}	1
X_{\max}	480	Δx_{\max}	6
y_{\min}	55	Δy_{\min}	1
y_{\max}	189	Δy_{\max}	5

Tab 6 Caratteristiche geometriche della griglia definitiva.

6.1.2 Errori di misura e instazionarietà

L'LDV è uno strumento molto preciso nella rilevazioni puntuali della velocità; ma non è esente da errori di misura. Escludendo errori relativi al posizionamento, e considerando trascurabili quelli dovuti alla tecnologia dello strumento, rimangono gli errori casuali legati alle fluttuazioni del moto turbolento, cioè la dispersione dei campionamenti istantanei che limita l'accuratezza del valore medio utilizzato poi nei confronti.

E' stata quindi svolta un'analisi statistica dei dati rilevati, basandosi su alcuni valori di interesse forniti dal software Dantec e si riportano di seguito alcune considerazioni sulla varianza.

Nei grafici seguenti in ascissa si ha la velocità media puntuale lungo x , adimensionalizzata attraverso il rapporto con la velocità media del condotto di uscita ($2.58m/s$ per i $140V$ e $4.72m/s$ per i $380V$); in ordinata di ha la varianza della velocità media, anch'essa adimensionalizzata come le ascisse; infine la dimensione della bolla è indicativa dell'intensità turbolenta rilevata, calcolata come:

$$I = \frac{\sigma_f}{\bar{f}}$$

I grafici riportano due differenti sezioni orizzontali: una a monte ($x=380\text{ mm}$) ed una a valle ($x=480\text{ mm}$) del punto di riattacco.

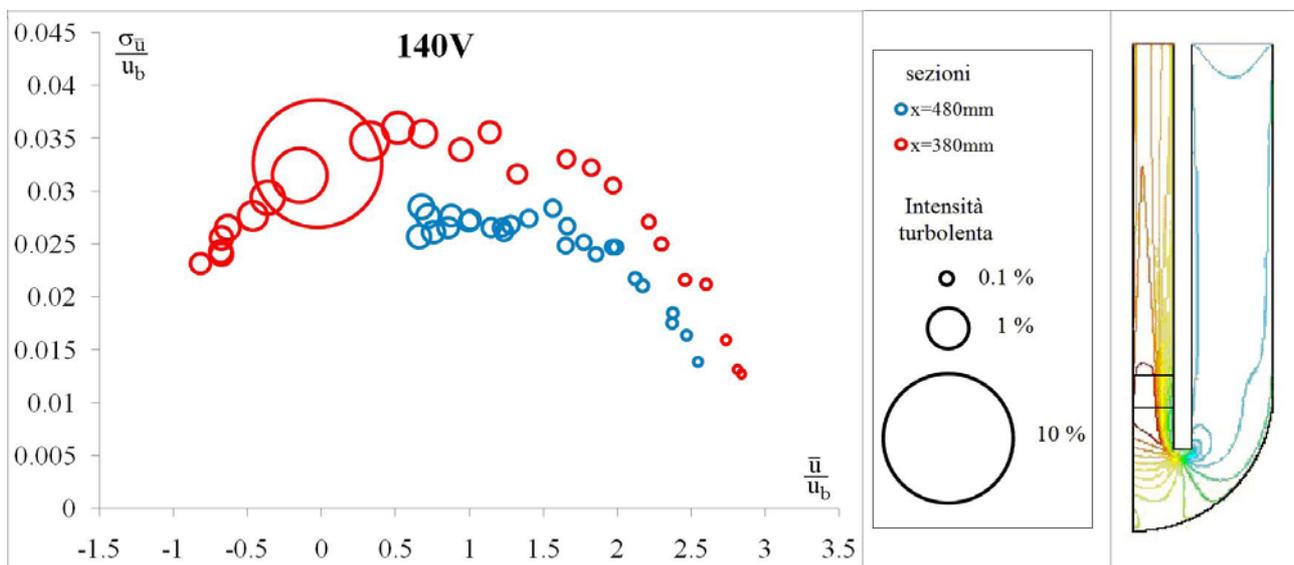


Fig 8 Andamento della varianza adimensionalizzata della velocità media in funzione della velocità media anch'essa adimensionalizzata e indicante anche l'intensità turbolenta nel caso con alimentazione a $140V$. A destra sono riportate le sezioni analizzate rispetto al campo di moto, rappresentato attraverso i contours della v_x : il colore rosso corrisponde a $8.16m/s$ ed il blu a $-8.38m/s$.

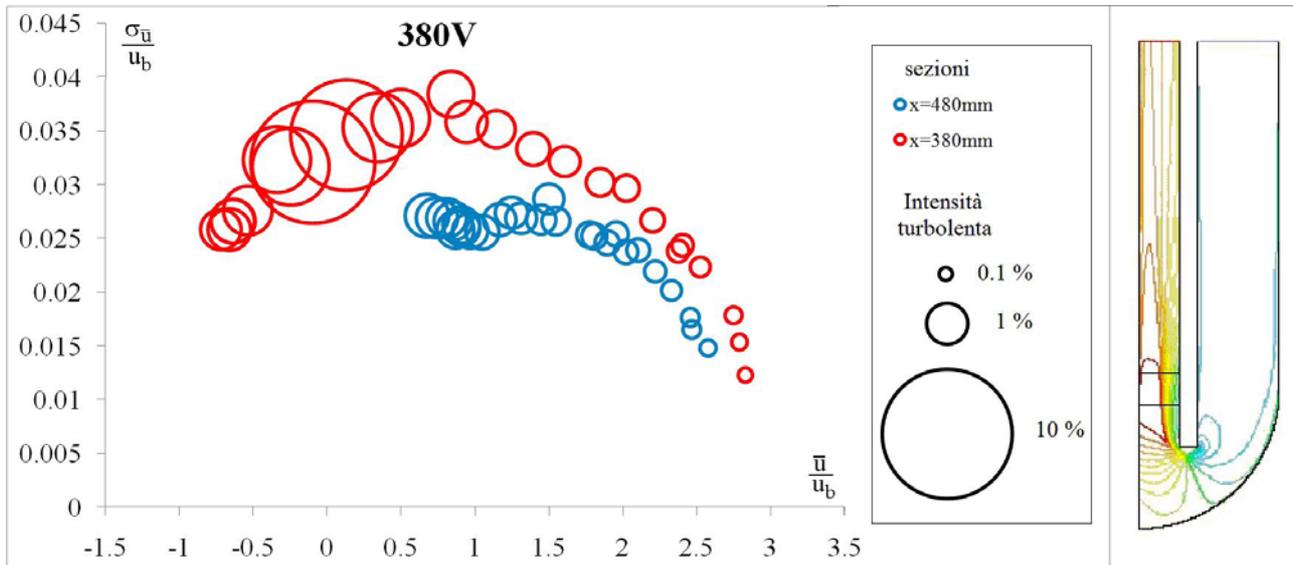


Fig 9 Andamento della varianza adimensionalizzata della velocità media in funzione della velocità media anch'essa adimensionalizzata e indicante anche l'intensità turbolenta nel caso con alimentazione a 380V. A destra sono riportate le sezioni analizzate rispetto al campo di moto, rappresentato attraverso i contours della v_x : il colore rosso corrisponde a 15.6m/s ed il blu a -15.1m/s.

Le immagini permettono di fare diverse osservazioni:

- nella sezione $x = 380 \text{ mm}$ che si trova a cavallo del vortice si hanno mediamente valori più elevati di σ_f adimensionale rispetto al caso della sezione $x = 480 \text{ mm}$ che si trova oltre il punto di riattacco, tale aspetto si giustifica la maggior instazionarietà del fenomeno nell'intorno del vortici;
- Per poter effettuare un confronto fra i risultati sperimentali e quelli computazionali ottenuti tramite modelli RANS, i campionamenti per le griglie descritte sono stati elaborati considerando il valore medio delle misure. L'errore che si commette utilizzando il valor medio, e dunque considerando il fenomeno stazionario, è contenuto nella radice della varianza;
- l'accuratezza, che è inversamente proporzionale alla varianza, è maggiore per misure con elevato valore assoluto della velocità, tale aspetto si giustifica con la maggior difficoltà di misura in punti dove le velocità sono molto basse;
- il valore dell'intensità turbolenta calcolato dai dati sperimentali è coerente con quanto noto dalla teoria che fornisce la relazione $I = \frac{u'}{\bar{u}}$ nel centro del vortice la brusca riduzione della velocità



media comporta l'aumento dell'intensità turbolenta; inoltre I è mediamente più elevata per il caso a 380V che ha numero di Reynolds maggiore.

6.2 Risultati Computazionali

Le simulazioni numeriche hanno avuto come obiettivo il confronto tra i dati sperimentali ed i risultati ottenuti con i modelli $k-\varepsilon$ commerciali (Standard, Realizable, RNG) e il modello del III ordine implementato.

La convergenza numerica e fisica dei casi è stata garantita prima di procedere al confronto tra i risultati numerici e sperimentali.

I risultati sono stati confrontati in forma adimensionale, utilizzando come parametri di riferimento i seguenti:

- Dimensione caratteristica 0.055 m per entrambe le simulazione
- Velocità di bulk : 2.5845 m/s e 4.7209 m/s per i due casi a 140V e 380 V

Inoltre poiché il flusso ha una direzione predominante, per ottenere una migliore visualizzazione dei confronti, la velocità è stata mantenuta scorporata nelle sue due componenti, e si riportano i grafici della sola componente v_x in quanto di maggior interesse perchè rappresentativa della separazione e del riattacco del flusso.

I dati sperimentali sono riportati con la banda di errore ed adimensionalizzati. I valori dell'errore quadratico medio adimensionalizzato sono però dell'ordine del centesimo della velocità adimesionalizzata e risultano difficilmente visibili.

Le immagini riportano accanto al profilo di velocità la sezione alla quale si riferiscono i dati, rispetto al dominio complessivo.

6.2.1 Indagine nella "zona sopra"

Si riportano i profili di velocità in sezioni ogni 15mm a partire dall'altezza di $x=350mm$ che corrisponde a $x/h=6.364$ fino a $x=485mm$ che corrisponde a $x/h=8.818$. Inoltre nelle vicinanze della zona di riattacco, compresa tra $x=410mm$ e $x=435mm$, si riportano i profili ogni 5mm.

La seguente legenda di riferimento aiuta nell'interpretazione dei grafici per la zona sopra.

"Exper"	Dati sperimentali
STD	Modello $k-\varepsilon^2$, versione Standard
RNG	Modello $k-\varepsilon^2$, versione RNG
REAL	Modello $k-\varepsilon^2$, versione Realizable
NLEVM III ord	Modello NLEVM, modellazione al IIIord
NLEVM IIIord damp W	NLEVM IIIord con funzioni di smorzamento



Caso a 380 V

Nelle immagini seguenti che descrivono le sezioni $x = 350 - 395mm$ (corrispondenti a x/h tra 6.364 e 7.182), si osserva come il NLEVM predice i dati sperimentali meglio dei modelli nativi implementati nel codice commerciale. Entrambe le sue versioni sono quelle che meglio colgono il profilo all'interno del vortice, per contro le previsioni in queste sezioni enfatizzano leggermente i valori assoluti delle velocità. Questa imprecisione è probabilmente dovuta a una carenza nella predizione del flusso a monte.

Anche nelle immagini che descrivono le sezioni $x = 410 - 485mm$ (corrispondenti a $x/h = 7.455 - 8.818$), mostrano una migliore predizione del modello implementato rispetto alle altre versioni implementate nel codice commerciale del k- ϵ riportate. In queste sezioni si osserva come i risultati computazionali ottenuti con il NLEVM si sovrappongono ai dati sperimentali. In particolare per alcune sezioni il profilo di velocità previsto dal NLEVM del III ordine coincide con quello rilevato sperimentalmente. I confronti mostrano che il NLEVM ha una predizione migliore del punto di riattacco rispetto a tutti gli altri modelli riportati, come si può notare dalla tabella sottostante

In essa si nota inoltre come in questo caso il modello NLEVM migliora quando dotato della funzione di smorzamento.

Coordinate	Exp	STD	RNG	NLEVM III ord	NLEVM III ord dump
x/h di riattacco	7.7	5.7	11	10.2	7.2
Errore %	-	-26	43	32	-6.5

Tab 7 Punto di riattacco e differenza % rispetto ai dati sperimentali

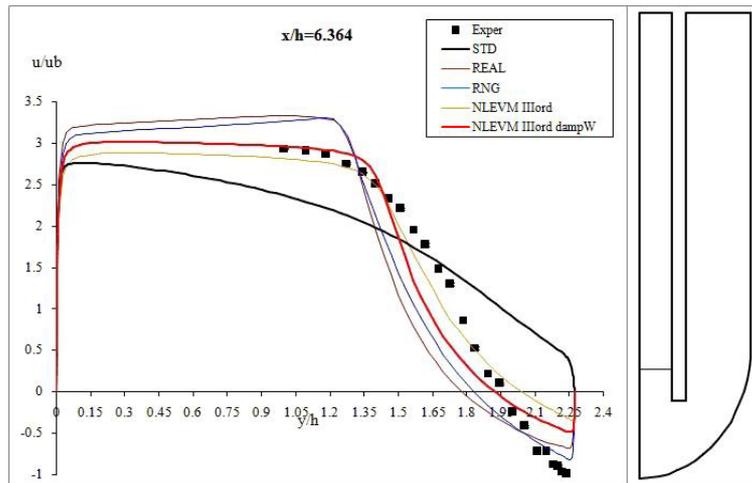


Fig 10 Profili di velocità nella sezione $x/h = 6.364$ per il caso di alimentazione a 380V.

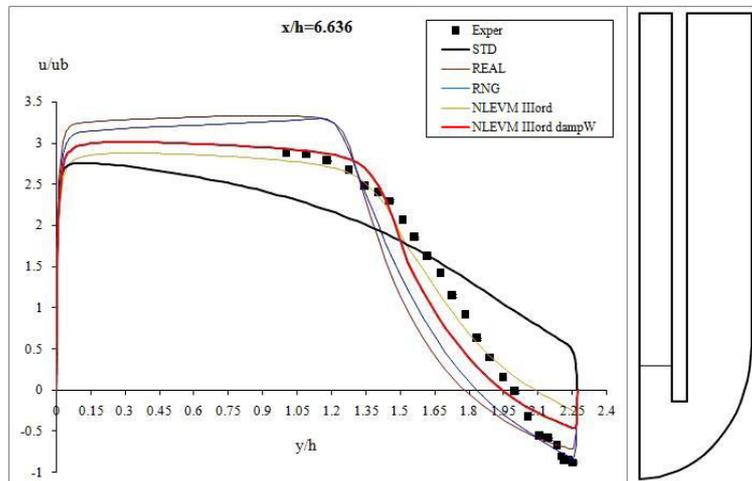


Fig 11 Profili di velocità nella sezione $x/h = 6.636$ per il caso di alimentazione a 380V.

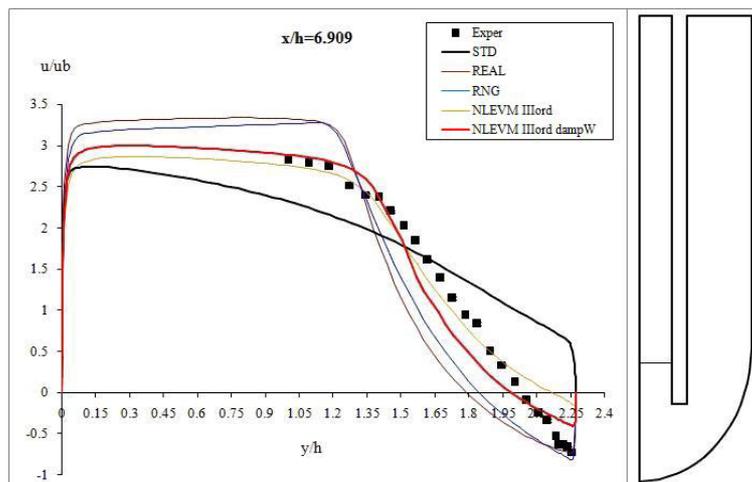


Fig 12 Profili di velocità nella sezione $x/h = 6.909$ per il caso di alimentazione a 380V.

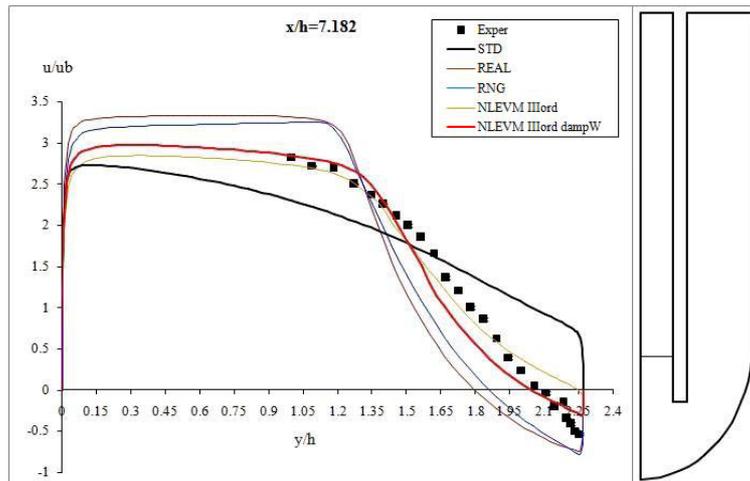


Fig 13 Profili di velocità nella sezione $x/h = 7.182$ per il caso di alimentazione a 380V.

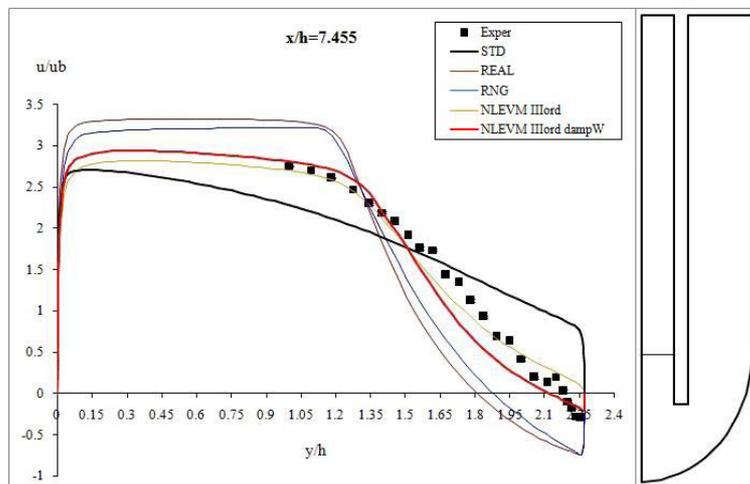


Fig 14 Profili di velocità nella sezione $x/h = 7.455$ per il caso di alimentazione a 380V.

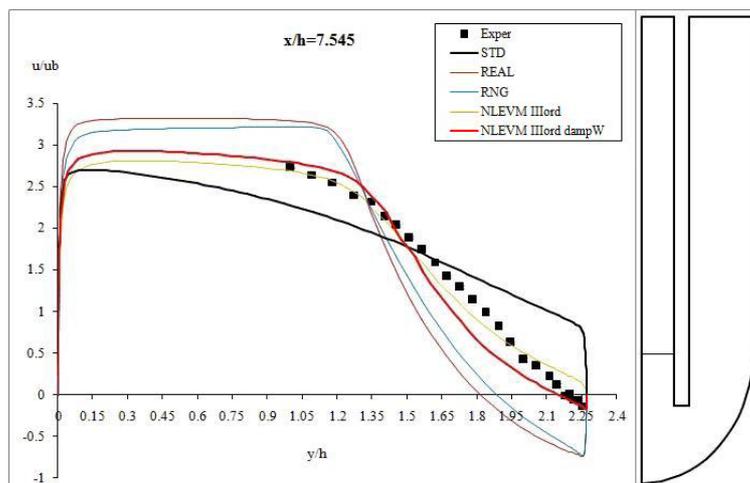


Fig 15 Profili di velocità nella sezione $x/h = 7.545$ per il caso di alimentazione a 380V.

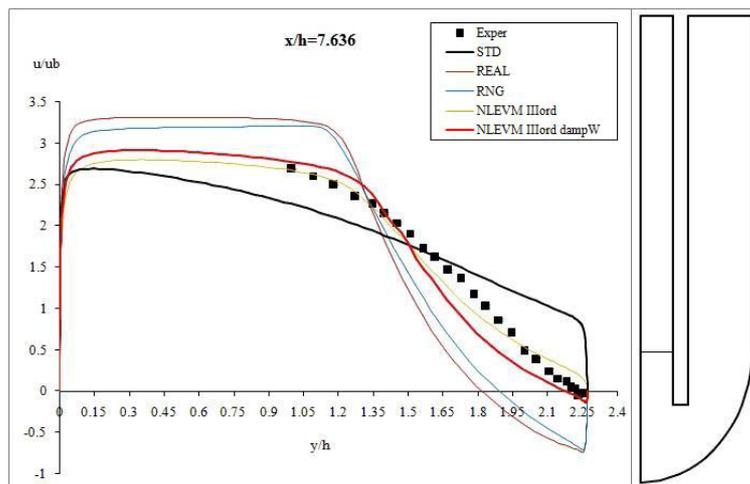


Fig 16 Profili di velocità nella sezione $x/h = 7.636$ per il caso di alimentazione a 380V.

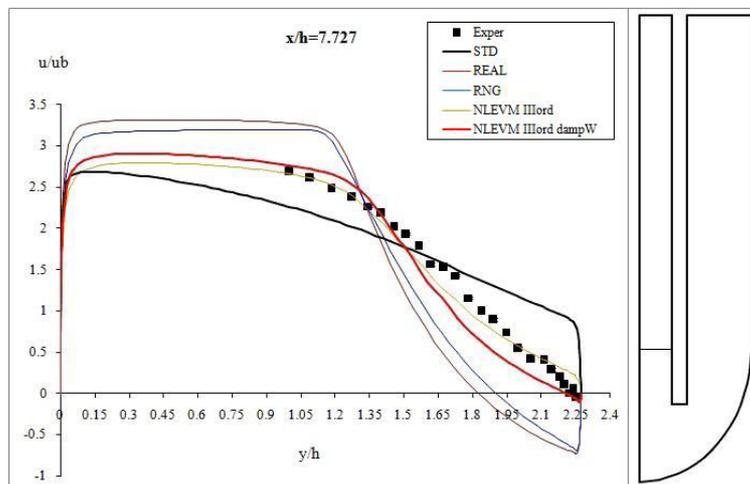


Fig 17 Profili di velocità nella sezione $x/h = 7.727$ per il caso di alimentazione a 380V.

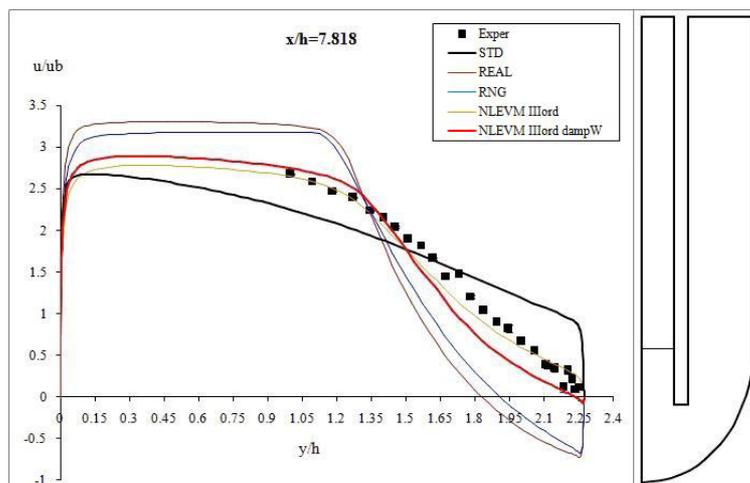


Fig 18 Profili di velocità nella sezione $x/h = 7.818$ per il caso di alimentazione a 380V.

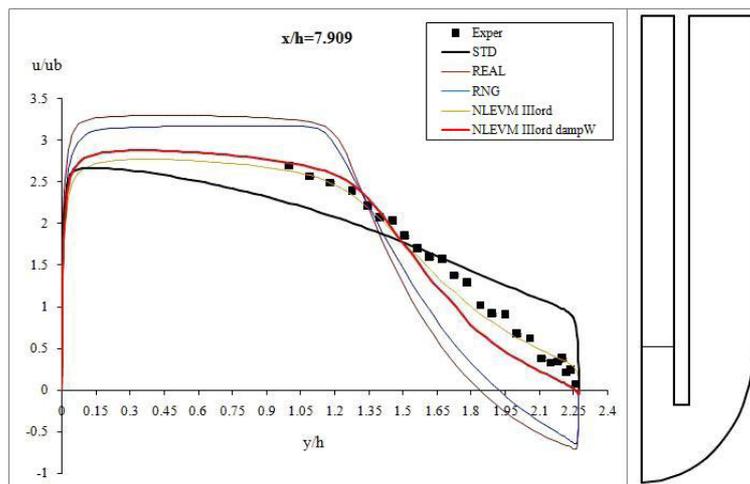


Fig 19 Profili di velocità nella sezione $x/h = 7.909$ per il caso di alimentazione a 380V.

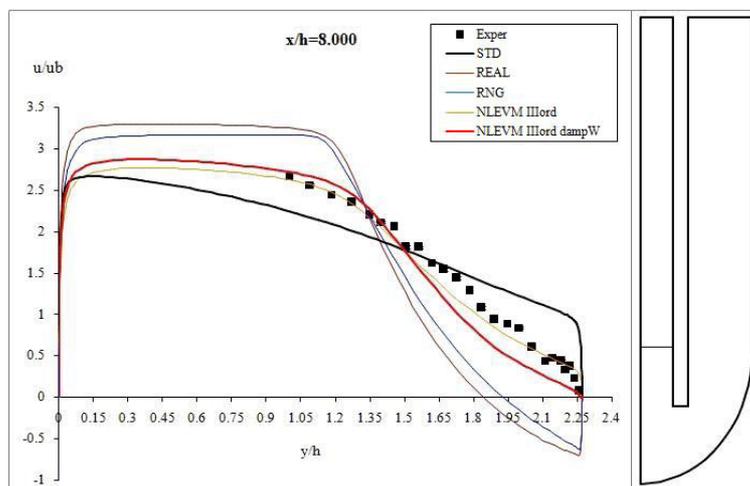


Fig 20 Profili di velocità nella sezione $x/h = 8.000$ per il caso di alimentazione a 380V.

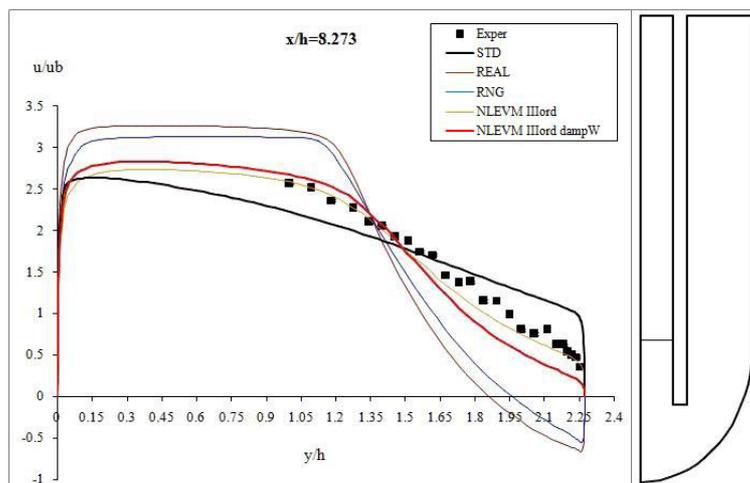


Fig 21 Profili di velocità nella sezione $x/h = 8.273$ per il caso di alimentazione a 380V.

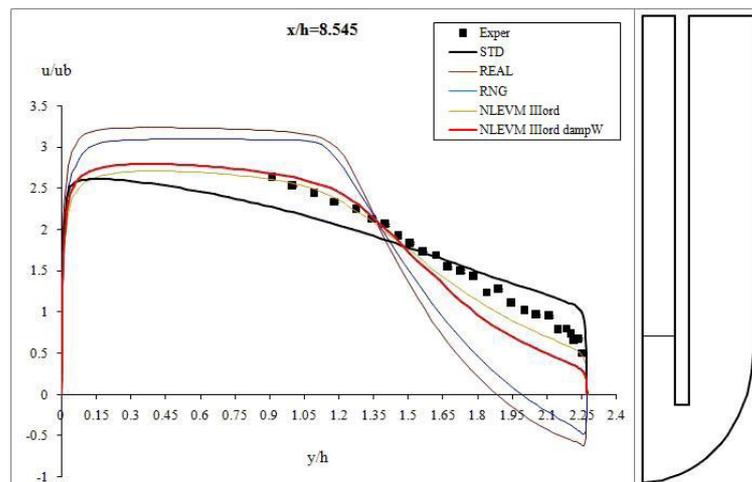


Fig 22 Profili di velocità nella sezione $x/h = 8.545$ per il caso di alimentazione a 380V.

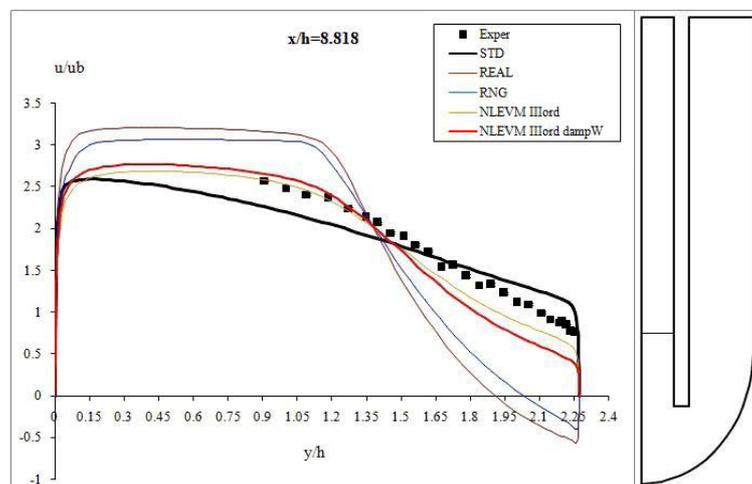


Fig 23 Profili di velocità nella sezione $x/h = 8.818$ per il caso di alimentazione a 380V.

Caso a 140 V

Pur variando la tensione di alimentazione, e dunque il numero di Reynolds, entrambi i casi analizzati hanno un moto completamente turbolento. Per questo motivo l'analisi di confronto è molto simile alla precedente, ma permette di fare alcune osservazioni aggiuntive sulle prestazioni del modello in funzione del numero di Reynolds.

Come nel caso precedente si ha complessivamente una migliore descrizione del campo di moto rispetto agli altri modelli considerati. In particolare nelle sezioni $x = 350-395\text{mm}$ (corrispondenti a $x/h = 6.364-7.182$), si nota un ottimo accordo con i dati sperimentali nell'intorno del centro del vortice, con una leggera enfasi dei valori assoluti delle velocità.

Per le sezioni a valle, a partire da $x = 410\text{mm}$ (corrispondente a $x/h = 7.727$), le immagini mostrano il miglioramento delle prestazioni del NLEVM. Anche in questo caso in alcune sezioni si ha la sovrapposizione con i dati sperimentali.

Coordinate	Exp	STD	RNG	NLEVM III ord	NLEVM III ord dump
x/h di riattacco	8	5.9	10.7	9.6	7.5
Errore %	-	-26	34	20	-6.25

Tab 8 Punto di riattacco e differenza % rispetto ai dati sperimentali

Dalla tabella si nota che il modello NLEVM mantiene prestazioni migliori delle versioni del k-ε implementate nel codice commerciale. Inoltre, confrontando tali dati con quelli ottenuti nell'analisi a 380V, si nota che l'errore percentuale della distanza del punto di riattacco è costante al variare del numero di Reynolds per il caso NLEVM del III ordine. Non è così per la formulazione NLEVM con funzioni di smorzamento, la cui capacità di previsione peggiora con la diminuzione del numero di Reynolds, pur rimanendo migliore dei modelli commerciali.

Il modello implementato risulta quindi quello che meglio predice il comportamento del campo di moto per questa geometria, ma lascia aperta l'opportunità di miglioramenti per adattarlo a casi con numeri di Reynolds più bassi.

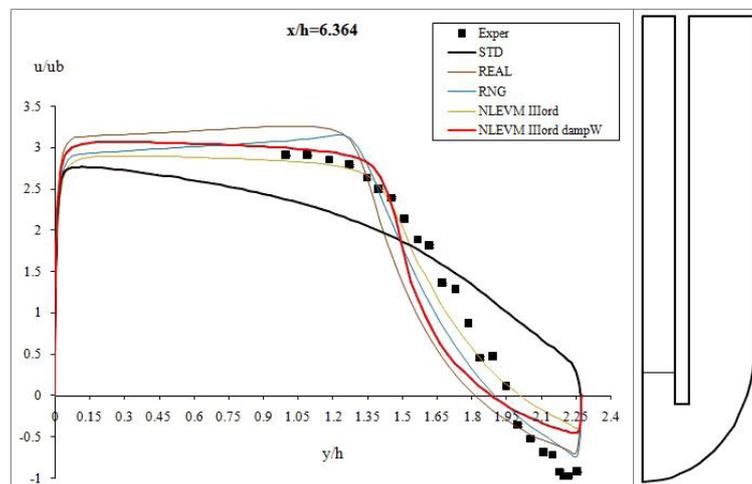


Fig 24 Profili di velocità nella sezione $x/h = 6.364$ per il caso di alimentazione a 140V.

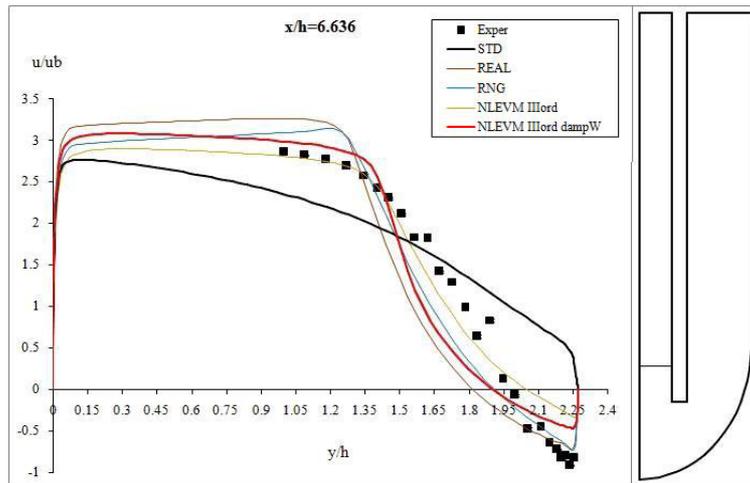


Fig 25 Profili di velocità nella sezione $x/h = 6.636$ per il caso di alimentazione a 140V.

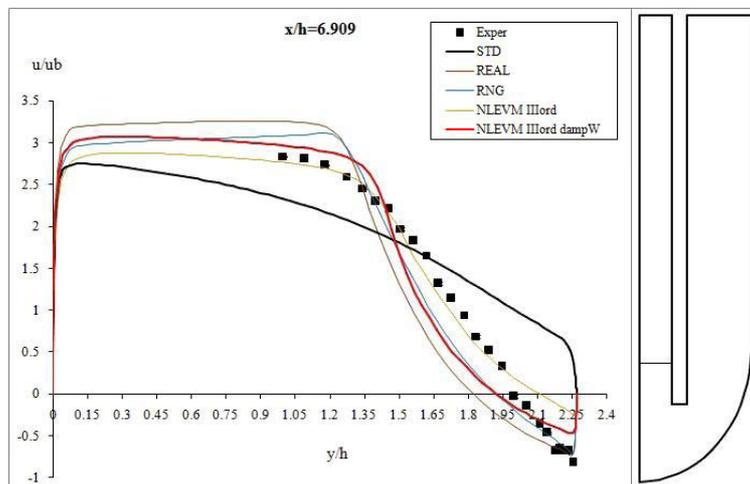


Fig 26 Profili di velocità nella sezione $x/h = 6.909$ per il caso di alimentazione a 140V.

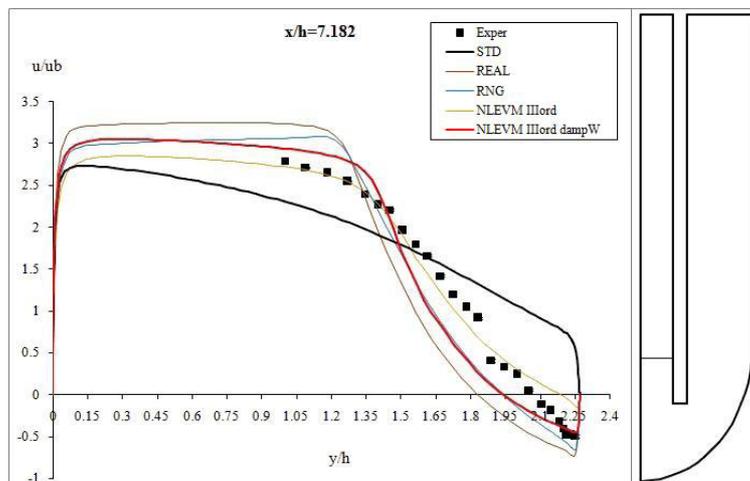


Fig 27 Profili di velocità nella sezione $x/h = 7.182$ per il caso di alimentazione a 140V.

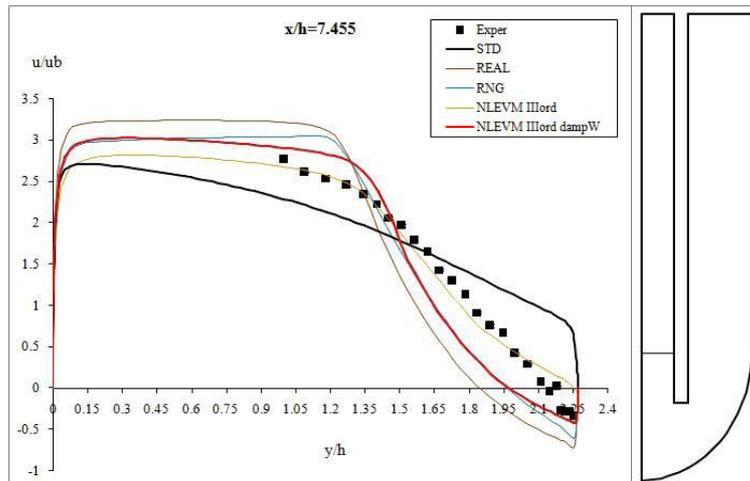


Fig 28 Profili di velocità nella sezione $x/h = 7.455$ per il caso di alimentazione a 140V.

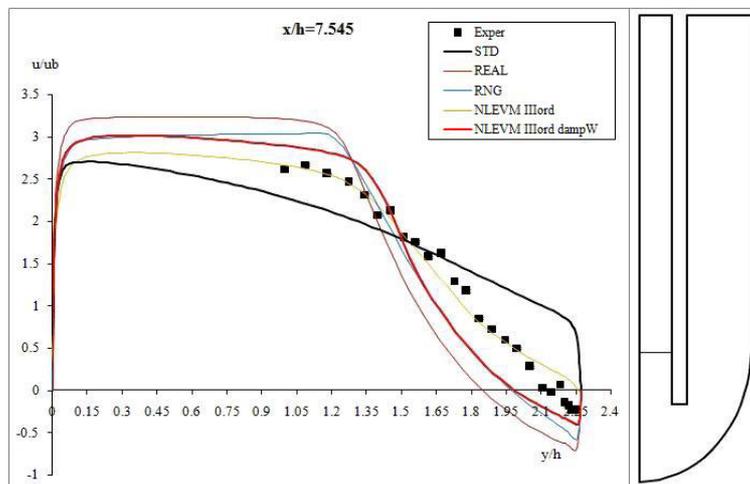


Fig 29 Profili di velocità nella sezione $x/h = 7.545$ per il caso di alimentazione a 140V.

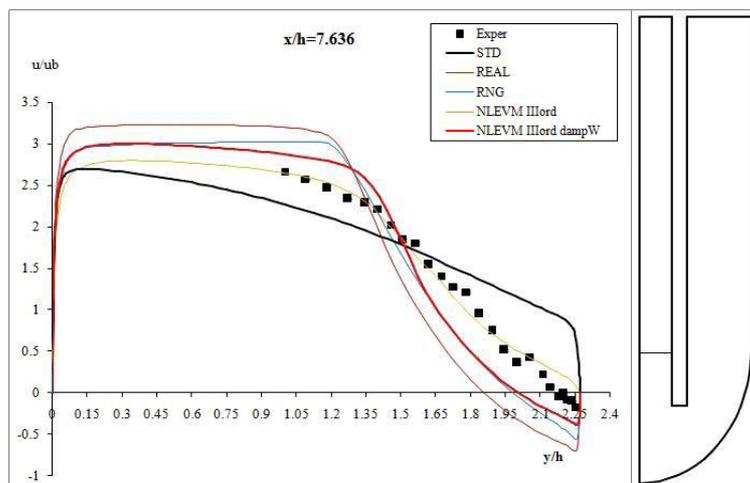


Fig 30 Profili di velocità nella sezione $x/h = 7.636$ per il caso di alimentazione a 140V.

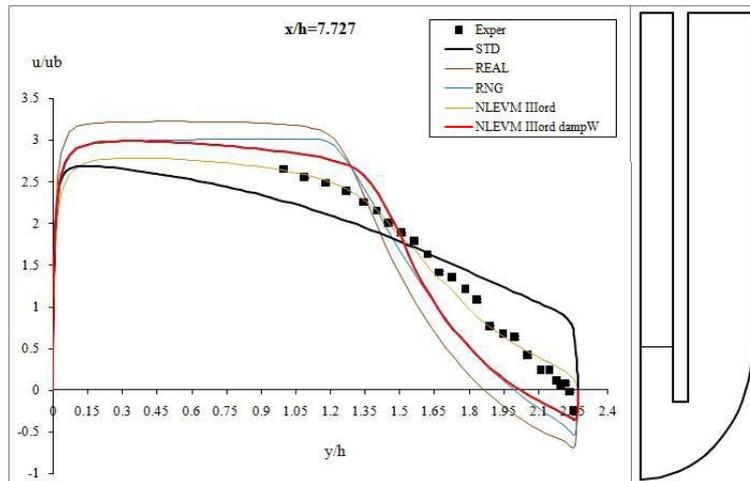


Fig 31 Profili di velocità nella sezione $x/h = 7.727$ per il caso di alimentazione a 140V.

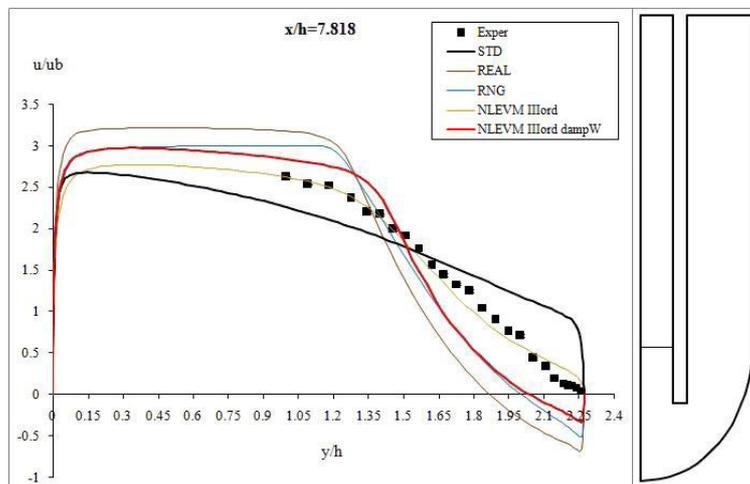


Fig 32 Profili di velocità nella sezione $x/h = 7.818$ per il caso di alimentazione a 140V.

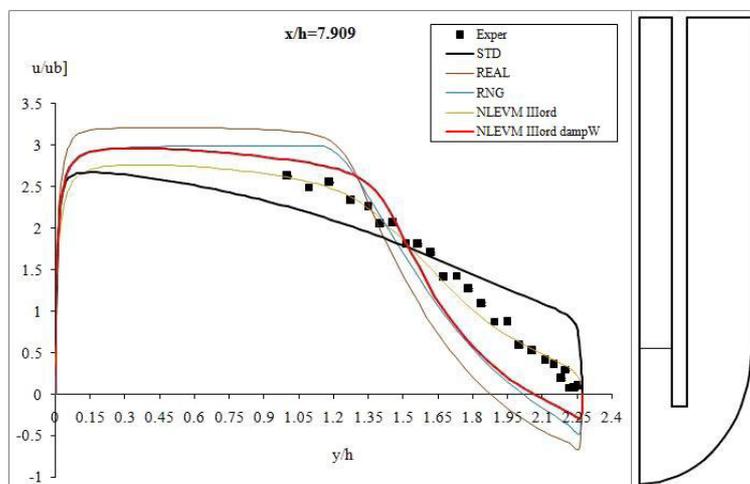


Fig 33 Profili di velocità nella sezione $x/h = 7.909$ per il caso di alimentazione a 140V.

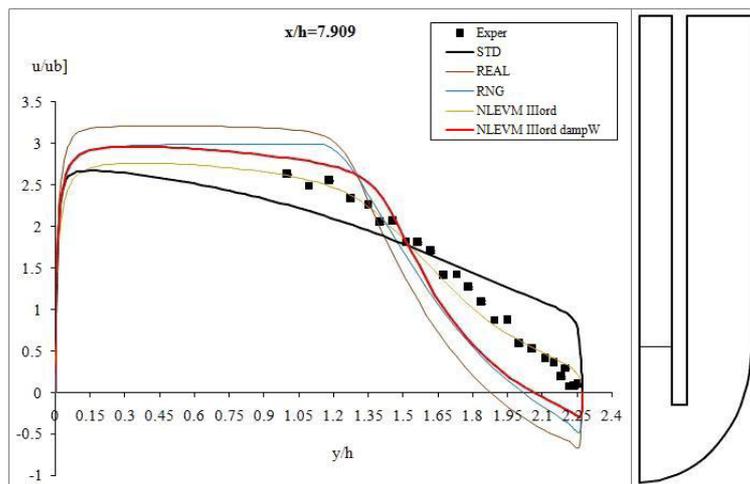


Fig 34 Profili di velocità nella sezione $x/h = 8.000$ per il caso di alimentazione a 140V.

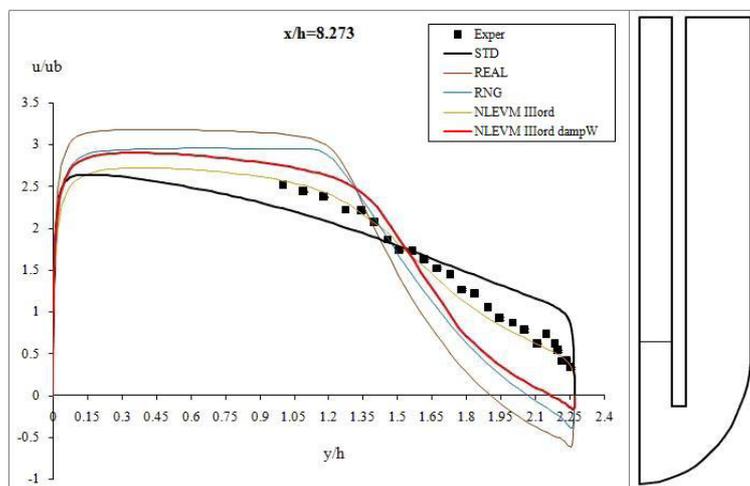


Fig 35 Profili di velocità nella sezione $x/h = 8.273$ per il caso di alimentazione a 140V.

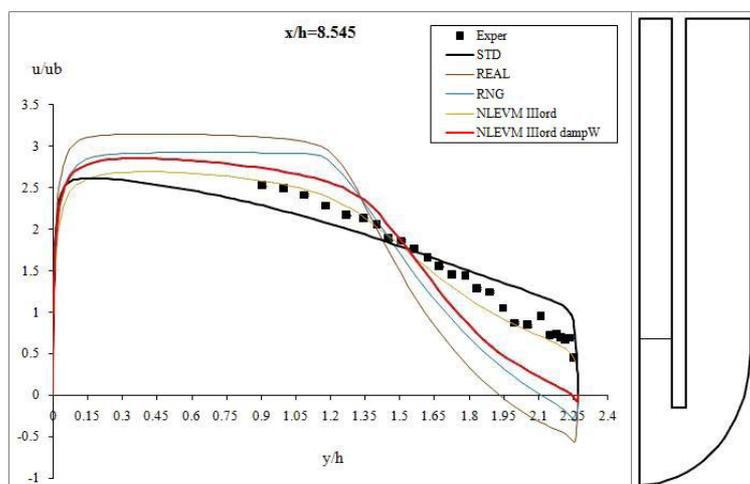


Fig 36 Profili di velocità nella sezione $x/h = 8.545$ per il caso di alimentazione a 140V.

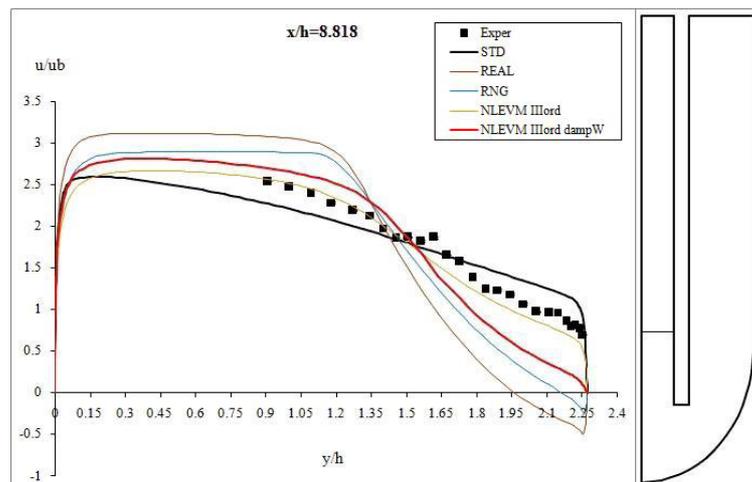


Fig 37 Profili di velocità nella sezione $x/h = 8.181$ per il caso di alimentazione a 140V.

6.2.2 Indagine nella "zona sotto"

Anche per la sezione *sotto* sono disponibili i confronti.

E' da notare che i profili di velocità computazionali hanno un andamento molto diverso rispetto al caso sperimentale, specialmente nella descrizione del vortice posto esattamente sotto il setto. Il motivo di tale scostamento è la grande influenza degli angoli retti che concludono il setto.

La seguente legenda di riferimento aiuta nell'interpretazione dei grafici per la zona sotto.

"Exper"	Dati sperimentali
0 mm	Modello k-ε versione RNG, ampiezza smusso nulla
1 mm	Modello k-ε, versione RNG, ampiezza smusso 1 mm
2 mm	Modello k-ε, versione RNG, ampiezza smusso 2 mm

Si riportano di seguito i profili ottenuti con il modello k- ε RNG, settato secondo l'alimentazione a 380V, in tre diversi casi:

- angolo retto,
- smusso con angolo a 45° a partire da 1mm dalla fine di entrambi i lati considerati
- smusso con angolo a 45± a partire da 2mm dalla fine di entrambi i lati considerati.

Le figure mostrano come sia molto elevata l'influenza di questo parametro sui risultati nella zona *sotto*. Purtroppo non si è in grado di valutare quale sia la condizione reale (inclinazione e dimensione dello smusso) nel caso sperimentale, che potrebbe persino non esser costante lungo tutta la lunghezza. Per questo motivo, dopo aver verificato che una variazione contenuta dello smusso non influenza il flusso nel condotto di uscita, si è scelto di non utilizzare i dati ottenuti nella zona *sotto* per la validazione del modello implementato

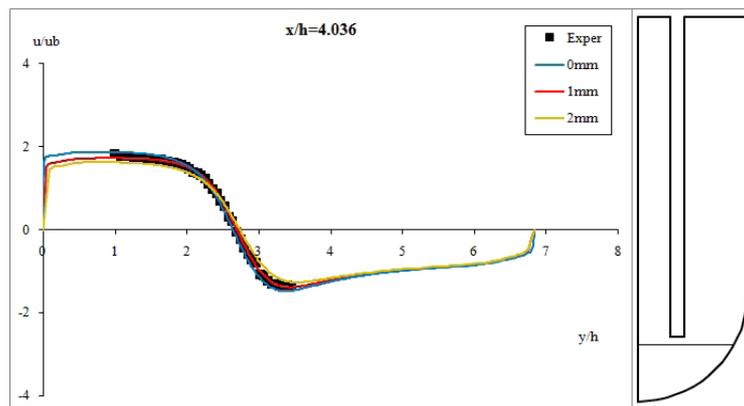


Fig 38 Profili di velocità nella sezione $x/h = 4.036$ per il caso di alimentazione a 380V.

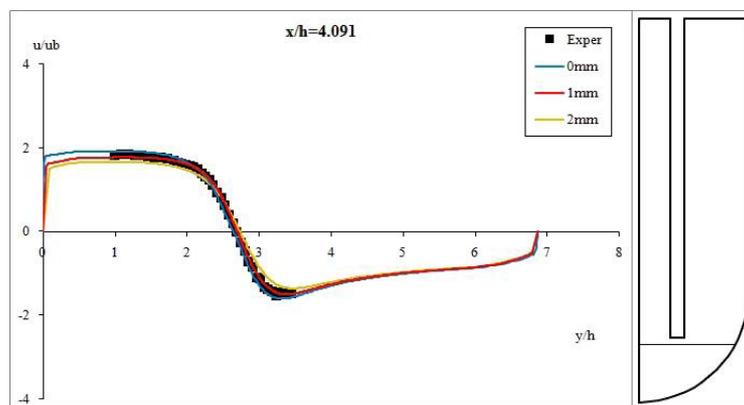


Fig 39 Profili di velocità nella sezione $x/h = 4.091$ per il caso di alimentazione a 380V.

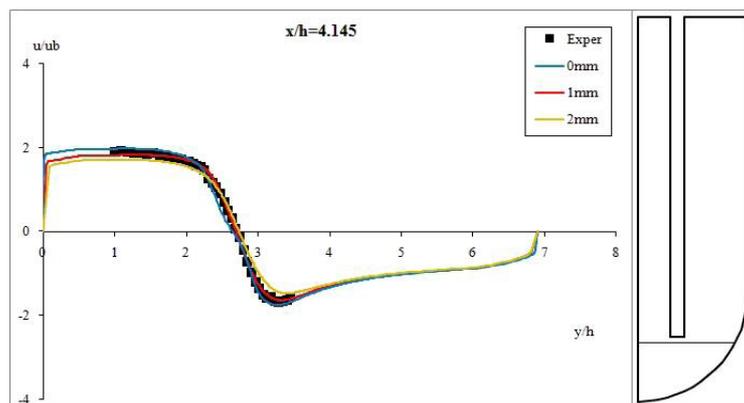


Fig 40 Profili di velocità nella sezione $x/h = 4.145$ per il caso di alimentazione a 380V.

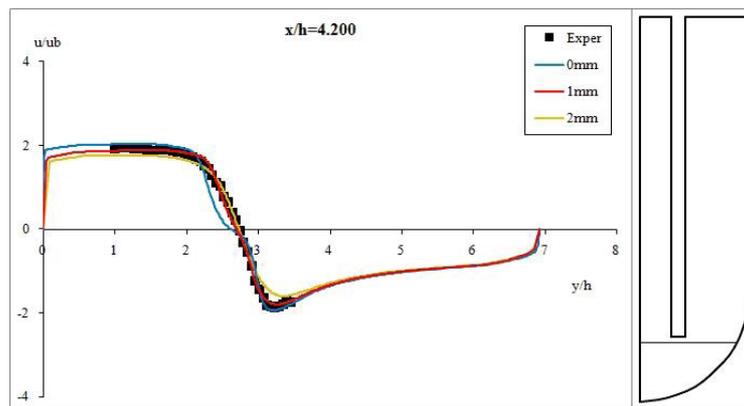


Fig 41 Profili di velocità nella sezione $x/h = 4.200$ per il caso di alimentazione a 380V.

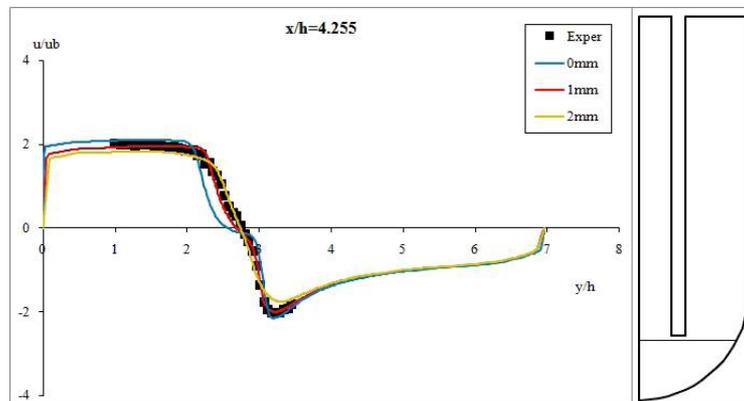


Fig 42 Profili di velocità nella sezione $x/h = 4.255$ per il caso di alimentazione a 380V.

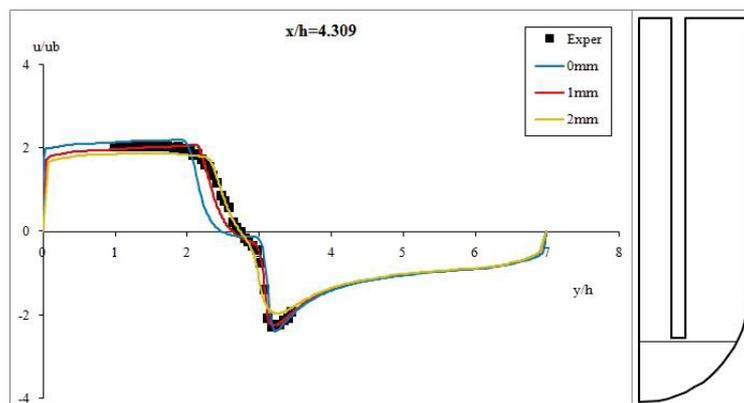


Fig 43 Profili di velocità nella sezione $x/h = 4.309$ per il caso di alimentazione a 380V.

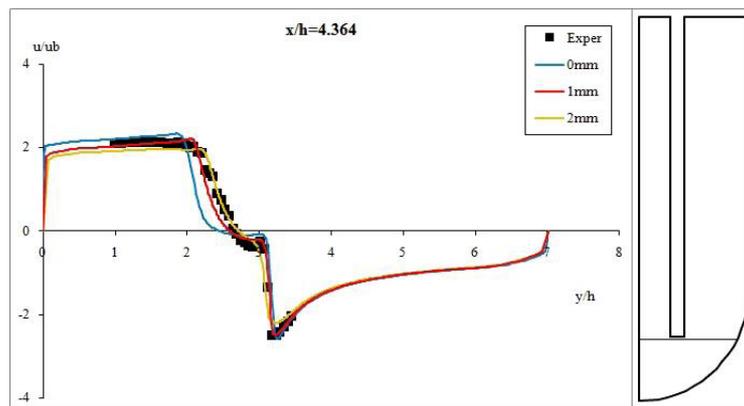


Fig 44 Profili di velocità nella sezione $x/h = 4.364$ per il caso di alimentazione a 380V.

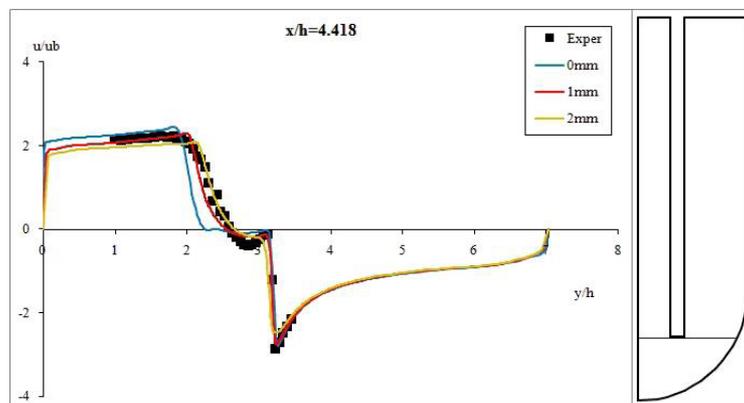


Fig 45 Profili di velocità nella sezione $x/h = 4.418$ per il caso di alimentazione a 380V.

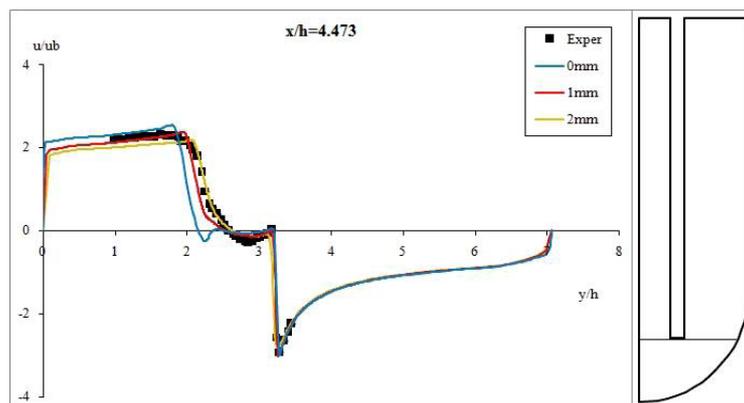


Fig 46 Profili di velocità nella sezione $x/h = 4.473$ per il caso di alimentazione a 380V.

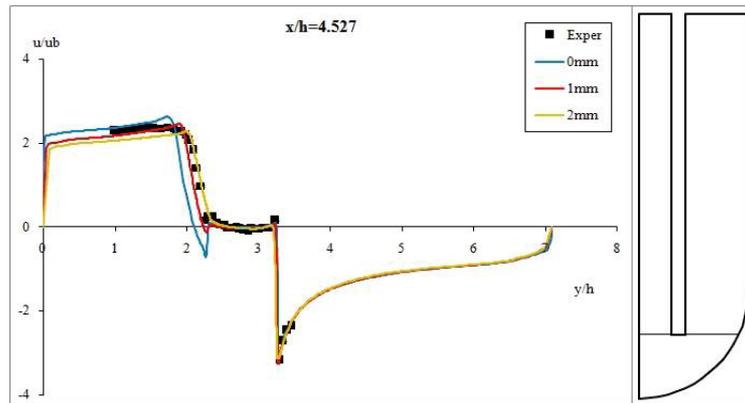


Fig 47 Profili di velocità nella sezione $x/h = 4.527$ per il caso di alimentazione a 380V.



7 CONCLUSIONI

Il lavoro di ricerca aveva come obiettivo la messa a punto di un modello di turbolenza in grado di indagare adeguatamente la fluidodinamica del downcomer, superando le limitazioni note dei modelli numerici commerciali per questa particolare geometria. Generalmente infatti, nei problemi industriali, per studiare il campo di moto turbolento si ricorre ai modelli RANS commerciali, che presentano i seguenti limiti legati alla formulazione dell'ipotesi di Boussinesq. Le modifiche introdotte con il modello implementato ad hoc sono le seguenti:

- . formulazione non lineare del tensore degli sforzi di Reynolds,
- . condizione di realizzabilità per la viscosità turbolenta,
- . approccio Low-Reynolds.

Al fine poi di avere dati di confronto per valutare le prestazioni dei modelli considerati, e validare il modello implementato ad hoc su una geometria simile a quella del reattore IRIS è stata costruita una facility e affiancata una campagna di misure. La facility è stata realizzata in modo da mantenere le caratteristiche fluidodinamiche essenziali del downcomer del reattore IRIS e da permettere rilevazioni con diversi numeri di Reynolds. Per avere misure puntuali ed accurate senza interferire con il campo di moto, si è ricorsi al Laser Doppler Velocimetry.

Attraverso una serie di analisi numeriche mediante il codice commerciale ANSYS Fluent è stata valutata la capacità predittiva di diversi modelli di turbolenza.

Dai grafici comparativi della zona identificata come *sopra* è possibile notare come il modello implementato dal CFDlab del Dipartimento di Energia del Politecnico di Milano porti ad una migliore predizione del campo di moto rispetto ai modelli di turbolenza disponibili nel codice commerciale.

Ne sono un esempio i profili della velocità v_x mostrati nelle figure di seguito dai quali si nota come il NLEVM coglie meglio il punto di riattacco del vortice dopo l'inversione di 180° del flusso.

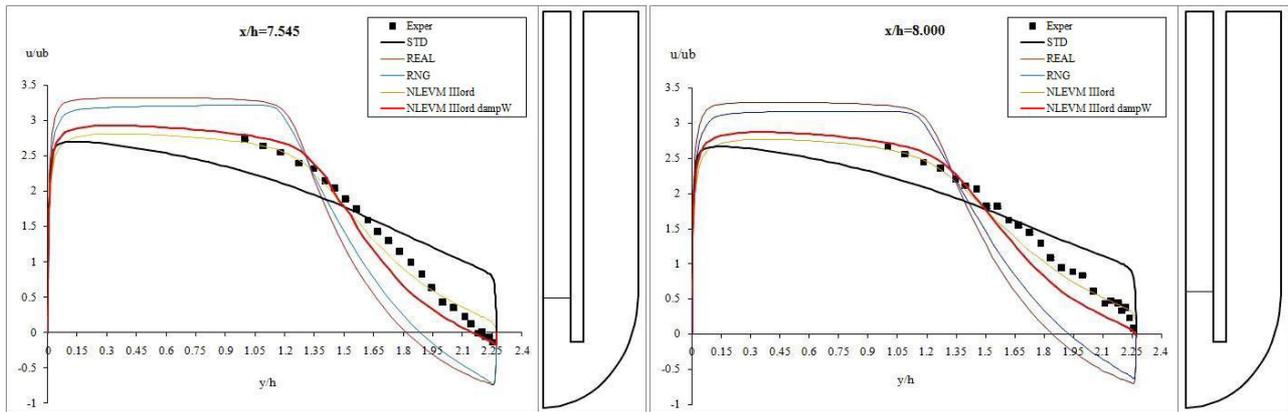


Fig 48 Profili di velocità nelle sezioni $x/h = 7:545$ e $x/h = 8:000$ per il caso di alimentazione del ventilatore a 380V a cui corrisponde un numero di Reynolds di 110000.

Un'ulteriore osservazione deriva dall'analisi dei punti di riattacco.

Si nota come il modello NLEVM del III ordine presenta una capacità di stima indipendente dal numero di Reynolds, che influenza invece i risultati ottenuti dalla formulazione con le funzioni di smorzamento. Il modello dampW infatti mostra una miglior predizione del reale punto di riattacco all'aumentare del numero di Reynolds.

Coordinate	Exp	STD	RNG	NLEVM III ord	NLEVM III ord dump
380 V					
x/h di riattacco	7.7	5.7	11	10.2	7.2
Errore %	-	-26	43	32	-6.5
140 V					
x/h di riattacco	8	5.9	10.7	9.6	7.5
Errore %	-	-26	34	20	-6.25

Tab 9 Punto di riattacco e differenza % rispetto ai dati sperimentali

Infine l'analisi dei risultati della zona *sotto* ha permesso di evidenziare l'importanza dello studio della realtà fisica del fenomeno in esame per il corretto utilizzo dei dati numerici. I risultati ottenuti in quest'area non sono stati utili per la validazione del modello NLEVM: i calcoli numerici mostravano infatti andamenti molto diversi in funzione dell'ampiezza dello smusso, parametro che non è stato possibile misurare. Un esempio di questo problema si riporta nella figura sottostante.

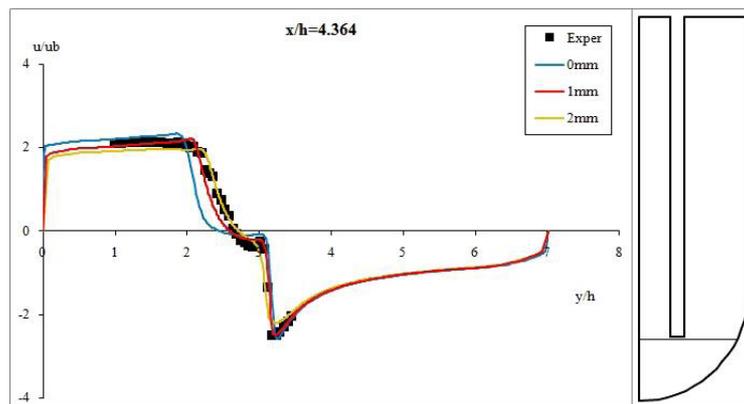


Fig 49: Profili di velocità nella sezione $x/h = 4.364$ per il caso di alimentazione a 380V con il modello RNG.

I risultati di questo lavoro mostrano l'efficacia delle modifiche introdotte nel modello implementato dal CFDlab, nella predizione di campi di moto turbolenti con brusche curvature e flussi con separazione. Il modello è dunque quello che meglio si presta allo studio di fluidodinamica del *downcomer* del reattore IRIS e potrà quindi esser utilizzato nell'ottimizzazione dei parametri geometrici.

La CFD si mostra quindi come uno strumento molto utile alla progettazione ingegneristica industriale poiché ad esempio, in fase di progettazione, l'applicazione di modelli numerici validati permette di ridurre o eliminare la necessità di realizzare prototipi, limitando conseguentemente il tempo ed il costo impegnati.

Tuttavia occorre precisare che la simulazione numerica deve seguire una accurata del problema in esame che è fondamentale per la scelta del modello da utilizzare e del settaggio delle simulazioni computazionali: l'attendibilità dei risultati numerici è sempre vincolata alle capacità analitica e critica dell'analista.

Infine si ricorda che una simulazione numerica deve sempre essere validata e in questo, la possibilità di possedere dati numerici sperimentali e di poter combinarli ai due approcci risulta vincente



LISTA DELLE PUBBLICAZIONI E DELLE TESI PRODOTTE

1. E. Colombo, F. Inzoli, **"GESTIONE DEL PROGETTO PER LA QUALITA' E L'AFFIDABILITA' NELLA CFD"**, in "Fondamenti di termofluidodinamica computazionale", G. Comini, E. Nobile e G. Croce Edts, SGE Ed., Padova, ISBN: 978-88-89884-12-6, pp. 393-438, 2008.
2. R. Mereu, E. Colombo, F. Inzoli, S. Orsini, S. Reoletti, **"TURBULENCE MODELING FOR THE IRIS REACTOR: IMPLAMENTATION AND VALIDATION OF NON LINEAR EDDY VISCOSITY MODEL"**, Proceeding 13th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics, Paper N13P1380, pp. 1-12, September 27 – October 2, Kanazawa, Japan, 2009.
3. E. Colombo, F. Inzoli, H. Ninonaka, E. Merzari, **"PROTOCOL OF ANALYSIS FOR CFD CYCLE PROCESS: TOWARD SUPPORTING LICENSING IN THE IRIS PROJECT"**, Proceeding 13th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics, Paper N13P1381, pp. 1-12, September 27 – October 2, Kanazawa, Japan, 2009.
4. R. Mereu, E. Colombo, F. Inzoli, **"NON LINEAR EDDY VISCOSITY MODEL APPLIED TO U-BEND INDUSTRIAL GEOMETRY"**, Proceedings of the ASME 2009 International Mechanical Engineering Congress & Exposition, Paper IMECE2009-11673, ISBN: 978-0-7918-3863.1, November 13-19, 2009, Lake Buena Vista, Florida, USA, pp. 1-8, 2009.
5. "Analisi sperimentale e modellazione numerica della fluidodinamica di un campo di moto con inversione di flusso", Tesi di Laurea Specialistica di Sara Reoletti e Sara Orsini
6. "Non linear eddy viscosity RANS-based models in the framework of complex flows", Ph.D thesis Riccardo Mereu