

Calcolo del numero di swirl di correnti fluide da misure di velocità tramite LDV

G. Solero – A. Coghe

Dipartimento di Energetica, Politecnico di Milano, sede di Milano Bovisa

1 – Introduzione

I flussi swirlati (ossia, dotati di una componente rotatoria di velocità) sono ampiamente utilizzati in campo industriale [1]. Si pensi, ad esempio, ai bruciatori a swirl, nei quali l'effetto rotatorio viene impiegato per favorire la stabilizzazione di fiamma ed il mescolamento tra i reagenti, o ai separatori a ciclone, in cui l'ingresso tangenziale della corrente fluida da depurare provoca nel corpo dell'apparecchio un intenso moto a spirale, allo scopo di favorire la separazione di particelle solide disperse nella corrente fluida medesima.

L'intensità della rotazione impartita alla corrente fluida dal sistema di generazione dello swirl (che può essere in genere del tipo ad ingresso assiale + tangenziale o con palette deviatorie) viene in genere quantificata mediante l'introduzione di un parametro adimensionale S (numero di swirl), definito come il rapporto tra il flusso assiale della componente tangenziale della quantità di moto ed il prodotto del flusso assiale della componente assiale della quantità di moto per il raggio equivalente dell'ugello:

$$S = \frac{G_{\vartheta}}{G_x \cdot d/2}$$

dove

$$G_{\vartheta} = \int_0^{\infty} (\rho u w + \overline{\rho u' w'}) \cdot r^2 dr \quad (\text{flusso assiale della quantità di moto tangenziale})$$

$$G_x = \int_0^{\infty} [\rho u^2 + \overline{\rho u'^2} + (p - p_{\infty})] \cdot r dr \quad (\text{flusso assiale della quantità di moto assiale})$$

Al fine di semplificare la valutazione del numero di swirl, estremamente complessa in base alla definizione precedente, si trascurano i termini di sforzo turbolento ed il termine di pressione, ottenendo quindi le relazioni:

$$G_{\vartheta} = \int_0^{\infty} (\rho u w) \cdot r^2 dr$$

$$G_x = \int_0^{\infty} (\rho u^2) \cdot r dr$$

valutabili dalla misura dei profili di velocità tangenziale e assiale, dopo integrazione degli stessi. Infatti, esistono numerose correlazioni semi-empiriche che forniscono il numero di swirl medio di funzionamento di un apparecchio a partire da considerazioni geometriche [1]. Però, per la valutazione rigorosa ed univoca di detto parametro in una zona di interesse dell'apparecchio, vengono misurati tramite LDV i profili di velocità assiale e tangenziale all'efflusso e, tramite integrazione dei medesimi (in genere discretizzati in semi-corone circolari), è possibile calcolare i flussi di quantità di moto e, quindi, il numero di swirl.

Nel presente articolo sono descritti alcuni tipici casi di detta procedura, applicata sia ad un bruciatore a swirl sia ad un separatore a ciclone. In questi apparecchi è assai importante quantificare l'effetto rotatorio impartito alla corrente fluida perché da esso dipendono alcuni dei più importanti parametri di funzionamento, quali l'efficienza, la stabilità di combustione e

l'emissione di inquinanti nel bruciatore e l'efficienza di separazione e le perdite di carico nel separatore a ciclone. La quantificazione del numero di swirl è parimenti importante perché è noto che fenomeni fluidodinamici quali la rottura del vortice (vortex breakdown) o il moto di precessione del vortice (precessing vortex core) avvengono in una corrente fluida solo al di sopra di un certo valore critico del numero di swirl (in genere, per $S > 0.6$).

2 – Il bruciatore a swirl

Come accennato in precedenza, l'intensità di swirl manifesta importanti effetti sulla stabilità e sulle emissioni inquinanti di un processo di combustione. Nel caso del bruciatore a swirl in esame (bruciatore di metano di potenza nominale pari a 30 kW), per la cui configurazione dettagliata si rimanda a [2], il moto rotatorio viene impartito all'aria comburente mediante un generatore di swirl del tipo a guide: l'intensità di detto moto di rotazione può essere variata agendo sull'angolo di inclinazione delle guide (swirl setting da 0% a 100%). Per eseguire la calibrazione del generatore di swirl, sono stati misurati tramite LDV i profili radiali di velocità assiale e tangenziale all'efflusso dal quarl dell'apparecchio, in condizioni isoterme, al variare dell'angolo di inclinazione delle guide. I risultati, normalizzati in funzione della velocità media di efflusso dal quarl e del raggio del quarl, sono rappresentati in Figg. 1 e 2.

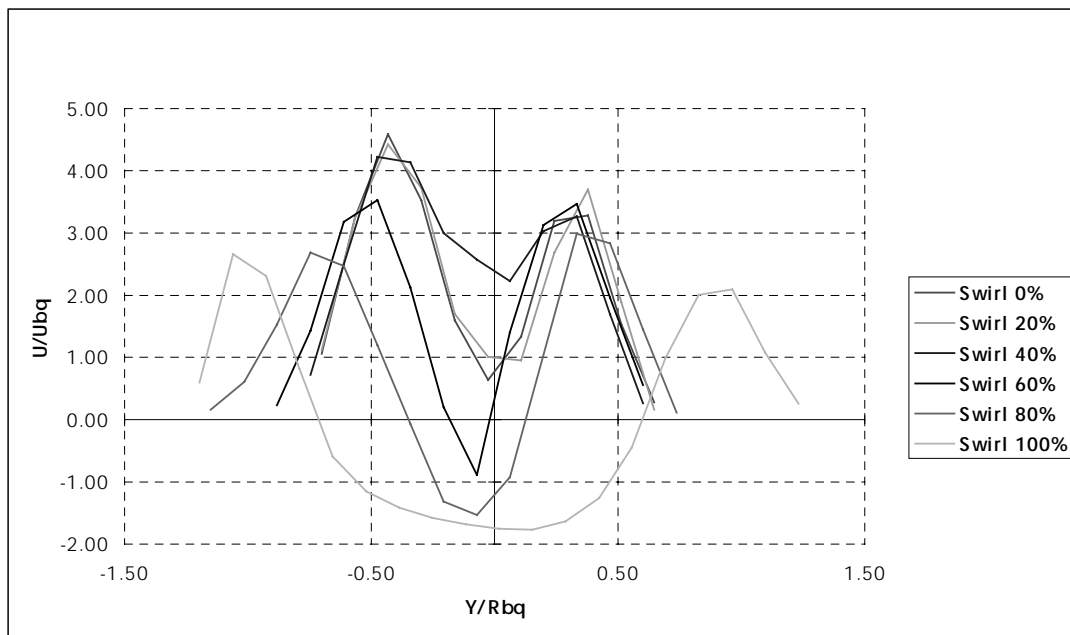


Fig. 1: profili radiali della componente assiale di velocità in condizioni isoterme, al variare dell'angolo di inclinazione delle guide.

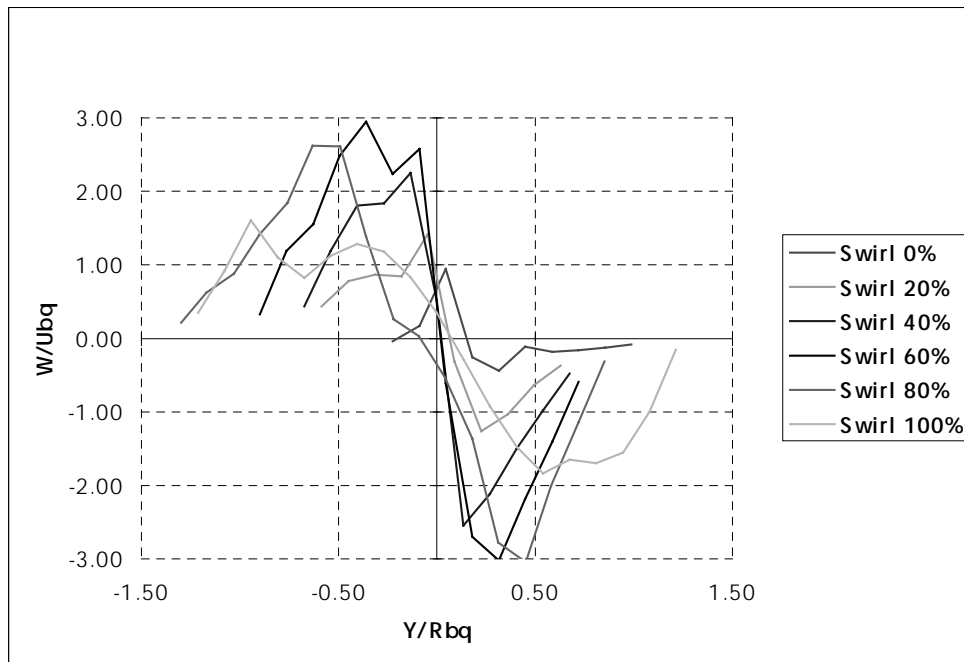


Fig. 2: profili radiali della componente tangenziale di velocità in condizioni isoterme, al variare dell'angolo di inclinazione delle guide.

L'integrazione dei profili ottenuti ha consentito il calcolo dei flussi di quantità di moto e, quindi, del numero di swirl. La calibrazione del generatore di swirl è riassunta in Tab. 1.

Swirl setting	Numero di swirl
0%	0.03
20%	0.13
40%	0.33
60%	0.60
80%	0.85
100%	1.1

Tab.1: calibrazione del generatore di swirl.

Si osserva che è possibile distinguere tre regimi di funzionamento distinti: basso grado di swirl, senza formazione di zona di ricircolazione ($S < 0.6$); medio grado di swirl, con ricircolo spazialmente limitato ($0.6 < S < 1$); alto grado di swirl, con ampio ricircolo ($S > 1$).

In Figg. 3 e 4 è invece riportato il confronto tra i profili di velocità (assiale e tangenziale) all'efflusso in assenza ed in presenza di fiamma. Si osserva che la presenza della reazione di combustione influenza strettamente i profili di velocità: la zona di ricircolazione viene "soffocata" dalla presenza della fiamma e i picchi di velocità assiale e tangenziale aumentano di valore, per effetto dell'incremento termico e della riduzione di densità. Il risultato è una riduzione "apparente" del numero di swirl da 0.75 a 0.5, legata alla presenza della fiamma e già osservata in letteratura in casi analoghi [3].

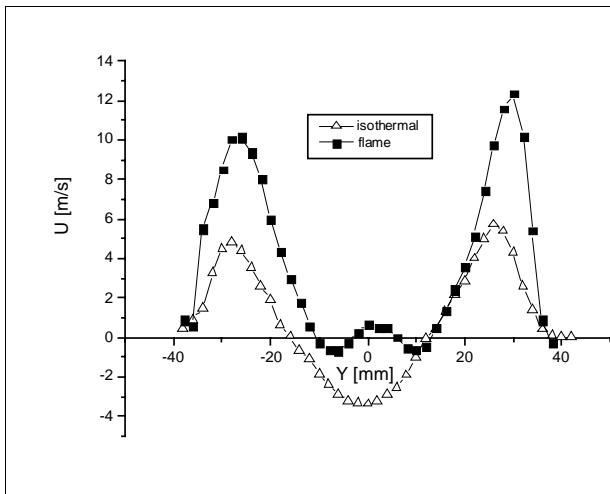


Fig. 3: confronto dei profili di velocità assiale in presenza ed in assenza di combustione.

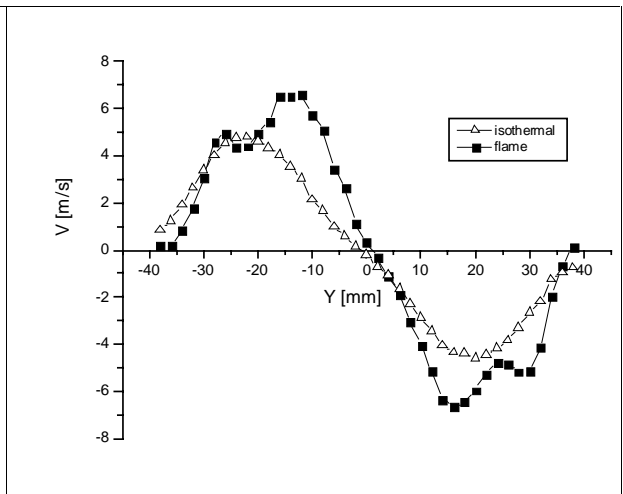


Fig. 4: confronto dei profili di velocità tangenziale in presenza ed in assenza di combustione.

3 – Il separatore a ciclone

Il principio di funzionamento di un separatore a ciclone è noto in linea di massima da lungo tempo. Però, il moto della corrente fluida all'interno dell'apparecchio è notevolmente complicato, a causa essenzialmente dell'intensità del moto vorticoso (che favorisce la separazione delle particelle solide disperse), tale da renderne difficile sia una caratterizzazione sperimentale che una simulazione numerica. I dettagli del modello di ciclone oggetto di esame sono riportati in [4]. Si osservi che in un ciclone sono in genere indesiderate elevate intensità di rotazione della corrente fluida ormai depurata nel condotto di uscita (il cosiddetto “vortex finder”) a cagione dell'aumento conseguente delle perdite di carico e quindi dei costi di esercizio dell'apparecchio. In Figg. 5 a-b sono riportati i profili di velocità assiale e tangenziale misurati tramite LDV nel condotto di uscita in due condizioni sperimentali distinte:

il ciclone normale;

il ciclone modificato tramite l'inserimento di un'asta fissata alla parete interna del condotto di uscita che si protende fino al fondo del ciclone stesso. Questa seconda soluzione ha lo scopo di impedire il pieno sviluppo del moto vorticoso attenuandone l'intensità.

Infatti, si osserva che la presenza dell'asta elimina del tutto la zona di ricircolazione assiale (il flusso risulta quindi più regolare in quanto è assente il fenomeno di rottura del vortice) e amplia la zona a vortice rigido del profilo di velocità tangenziale riducendo i valori assoluti di velocità tangenziale. Il valore del numero di *swirl* si riduce da 0.8 (ciclone normale) a circa 0.3 nel ciclone con asta, quindi abbondantemente al di sotto del valore di *S* che è comunemente riportato come quello critico per l'insorgenza del *vortex breakdown*.

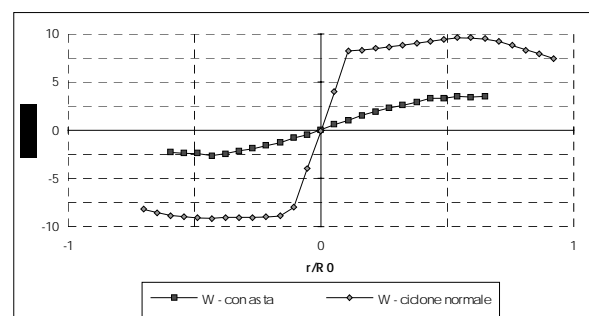
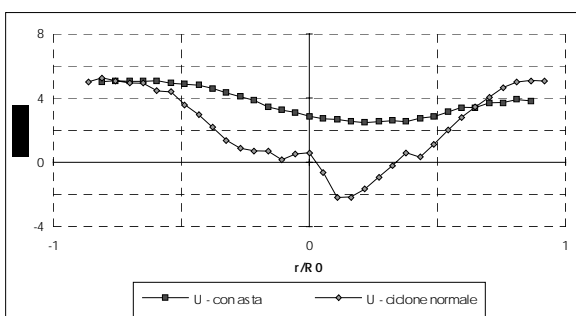


Fig. 5: a) confronto tra i profili di velocità assiale U in assenza ed in presenza dell'asta;

b) confronto tra i profili di velocità tangenziale W in assenza ed in presenza dell'asta.

Si è inoltre osservato che l'introduzione dell'asta apporta risultati positivi anche dal punto di vista delle perdite di carico attraverso il ciclone: queste, infatti, diminuiscono di circa il 7 % rispetto al ciclone normale. Anche questo guadagno è probabilmente imputabile alla soppressione del fenomeno di ricircolazione assiale del flusso ed alla maggior regolarità del flusso che ne deriva.

4 – Conclusioni

L'intensità del moto rotatorio di una corrente fluida è quantificata tramite il numero di swirl S , la cui conoscenza è di fondamentale importanza per comprendere le condizioni di funzionamento del sistema in esame.

Pur esistendo diverse correlazioni semi-empiriche e globali per la valutazione del numero di swirl, una misura rigorosa, univoca e locale nella zona di interesse di detto parametro può essere effettuata solo tramite misura con LDV dei profili delle componenti assiale e rotatoria di velocità e tramite successiva integrazione dei medesimi per il calcolo dei flussi di quantità di moto.

Nel presente articolo sono riassunti alcuni casi esemplificativi di detta procedura, applicati a due prototipi di apparecchi impiegati in campo industriale: un bruciatore a swirl ed un separatore a ciclone.

Bibliografia

- [1] Gupta A. K., Lilley D. G., Syred N. (1984): "Swirl flows", Abacus Press, Tunbridge Wells, 1984
- [2] Giammartini, S., Sidoti, G., Coghe, A., Solero, G. (1994): "Caratterizzazione fluidodinamica, termica e chimica di un bruciatore avanzato, a bassa produzione di NOx. Programma dell'attività di ricerca e prime prove sperimentali", 49° Congresso Nazionale ATI, Perugia, 26-30 Settembre 1994
- [3] Hillemans, R., Lenze, B. (1988): "Determination of time-mean flow and turbulence properties within strongly swirling jets and flames using LDA", IV International Symposium on Applications of laser anemometry to fluid mechanics, Lisbon, 1988
- [4] Cristea, E.D., Coghe, A., Solero, G., Conti, P. (1998): "3-D numerical computation and validation of high solid loading flow inside a gas cyclone separator", Proceedings of Fluids Engineering Division Summer Meeting, 21-25 June 1998, Washington, DC.