

POLITECNICO DI MILANO

Facoltà di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea in
Ingegneria Meccanica



ANALISI DELL' INTERAZIONE TRA GETTI CALDI E STATORE DI TURBINA

Relatore: Prof. Paolo Gaetani

Tesi di Laurea di:

Luca Vacchini

Matr. 804432

Dong Qin

Matr. 800549

Anno Accademico 2014 - 2015

Ringraziamenti

Un primo ringraziamento speciale e sentito va al Prof. Paolo Gaetani che ci ha dato la possibilità di lavorare nel campo delle turbomacchine; grazie Paolo per essere stato una guida scientifica impeccabile e per aver sopportato le nostre carenze.

Il secondo doveroso grazie va ai nostri genitori senza il cui costante supporto non saremmo riusciti a completare i nostri studi universitari, nè tantomeno a raggiungere questo ulteriore traguardo.

Inoltre, ringraziamo sentitamente l'Ing. Alberto Fusetti per essersi reso molto disponibile soprattutto nella parte di programmazione dimostrando una vasta competenza in materia.

Grazie ai tecnici di laboratorio per esserci sempre stati nel momento del bisogno e per averci insegnato che una soluzione la si trova sempre. Grazie quindi a Paolo Grigatti (il Griga), all'Ing. Dario Crema (il Crema) e a Claudio De Ponti (il Depo).

Un grazie va anche a tutte le altre persone con cui abbiamo passato questi mesi in laboratorio: il Prof. Vincenzo Dossena, l' Ing Giacomo Persico, l'Ing. Andrea Spinelli, l'Ing. Berardo Paradiso, l'Ing. Alessandro Mora, l'Ing. Franco Marinoni e tutti gli altri tesisti con cui abbiamo trascorso dei bei momenti.

Indice Generale

Elenco delle Figure.....	IV
Elenco delle Tabelle.....	VII
Sommario.....	IX
1	Introduzione.....1
1.1	Hot strak..... 1
1.2	Camera di combustione di Turbina a Gas.....2
1.2.1	Introduzione..... 2
1.2.2	Evoluzione della camera di combustione.....2
1.2.3	Componenti della camera di combustione.....4
1.2.3.1	Il diffusore..... 4
1.2.3.2	Il liner..... 5
1.2.3.3	Zona primaria.....6
1.2.3.4	Zona intermedia..... 7
1.2.3.5	Zona di diluzione..... 8
1.2.4	Tipologia di combustore..... 9
1.3	Cenni sul rumore nelle turbomacchine..... 12
1.3.1	Tipologie di rumore generato dal combustore.....12
1.3.1.1	Rumore diretto..... 12
1.3.1.2	Rumore indiretto..... 13
1.3.1.3	Rumore generato dalle instabilita di fiamma... 14
2	Impianti.....15
2.1	Il banco prova HighSpeed..... 15
2.1.1	Descrizione dell'impianto..... 15
2.1.1.1	Ciclo termodinamico..... 16
2.1.1.2	Compressore centrifugo.....18
2.1.1.3	Turbina assiale.....19
2.1.1.4	Circuito olio.....22
2.1.1.4.1	Circuito olio principale.....22
2.1.1.4.2	Circuito olio secondario.....23
2.1.1.5	Circuito acqua.....23
2.1.1.5.1	Scambiatori di calore..... 23
2.1.1.6	Strumentazione di controllo e misura..... 24
2.1.1.6.1	Quadro elettromeccanico e pulpito di comando..... 24
2.1.1.7	Misure di temperatura.....26
2.1.1.8	Misure di pressione.....27
2.1.1.9	Misure delle vibrazioni.....28
2.1.1.10	Misure del numero di giri..... 28
2.1.1.11	Sistema di acquisizione dati.....28
2.2	Modifiche dell' impianto..... 30
2.3	Sistema di alimentazione iniettori(EWG)..... 32
2.3.1	Principio di funzionamento.....32
2.3.2	I componenti della sistema EWG..... 33

	2.3.2.1	Strumenti per il controllo del flusso.....	33
	2.3.2.2	Tubi caldi e freddi.....	34
	2.3.2.3	Iniettori.....	34
3		Misure.....	37
	3.1	Strumenti di misura.....	37
	3.1.1	Misure di temperatura.....	37
	3.1.1.1	Principio di funzionamento.....	37
	3.1.1.2	Micro termocoppia.....	38
	3.1.2	Costruzione stelo per micro termocoppia a monte statore.....	38
	3.1.3	Costruzione stelo per micro termocoppia a valle statore.....	43
	3.1.4	Sonda di pressione a valle statore (5 fori).....	47
	3.2	Montaggio e Sistemi di movimentazione sode.....	49
	3.3	Caratterizzazione flusso.....	59
4		Risultati.....	62
	4.1	Le griglie.....	62
	4.2	Monte dello statore.....	66
	4.2.1	Correlazione.....	66
	4.2.1.1	Influenza della T_background.....	66
	4.2.1.2	Influenza della Temperatura del flusso (T_flusso).....	67
	4.2.1.3	Influenza della T_inj.....	67
	4.2.2	T50 per posizione LE e Metapasso.....	69
	4.2.3	T35 per posizione Metapasso.....	71
	4.3	Valle dello statore.....	73
	4.3.1	Temperatura.....	73
	4.3.2	Pressione.....	75
	4.4	Analisi del campo aerodinamico a valle statore.....	77
	4.3.1	Confronto No flusso vs Senza iniettore.....	78
	4.3.2	Confronto T50 1bar vs No flusso.....	83
	4.3.3	Confronto T220 1bar vs T50 1bar.....	88
	4.3.4	Confronto T50 2.75bar vs T50 1bar.....	93
	4.5	Calcolo potenza.....	99
	4.5.1	Monte dello statore.....	99
	4.5.2	Interpolazione.....	100
	4.5.3	Valle dello statore.....	101
5		Conclusioni.....	102
		Bibliografia	104

Elenco delle Figure

1.1	Presentazione di Hot Streak.....	1
1.2	Evoluzione camera di combustione.....	3
1.3	Differenti tipi di diffusori.....	5
1.4	Andamento perdite in funzione dell'angolo di diffusione.....	5
1.5	Parti principali camera combustione.....	6
1.6	Vari metodi per ottenere ricircoli.....	7
1.7	Tipi di combustore.....	8
1.8	Combustore tubolare single can.....	9
1.9	Combustore tubolare multi can.....	9
1.10	Combustore tubo anulare.....	10
1.11	Combustore anulare.....	10
1.12	Sezione combustore anulare.....	11
1.13	Rumore diretto e indiretto di combustione.....	13
1.14	Confronto tra le emissioni acustiche di un combustore in condizioni normali di funzionamento e in presenza di instabilita.....	14
2.1	Rappresentazione banco prova TC.....	16
2.2	Schema impianto(sinistra) e ciclo termodinamico.....	17
2.3	Girante compressore(sinistra) e voluta compressore(destra).....	18
2.4	Zona centrifuga banco TC.....	19
2.5	Pale rotoriche(sinistra),pale statoriche(destra).....	20
2.6	Pale leaned(sinistra) e campo di pressione in una sezione blade to blade ad $x/b=0.3$ (destra).....	20
2.7	Effetto delle correnti indotte dal leaning sui vortici di passaggio.....	21
2.8	Sezione della macchina assiale.....	21
2.9	Moltiplicatore di giri della turbina.....	22
2.10	Schema della strumentazione.....	25
2.11	Pulpito comandi.....	26
2.12	Termocoppia tipo T.....	27
2.13	Trasduttore di pressione Kulite.....	27
2.14	Vite per foro porta iniettore.....	30
2.15	Cassa turbina assiale.....	31
2.16	Manometro per pressione a monte.....	31
2.17	Schema del principio di funzionamento dell'EWG.....	32
2.18	Schema rotore EWG.....	33
2.19	Regolatori di temperatura e velocita di rotazione (sinistra) e flussometro (destro).....	34
2.20	Disegno iniettore.....	35
2.21	Regolazione iniettore.....	35
2.22	Vista dell' iniettore all' interno della cassa.....	36
3.1	Schema termocoppia.....	37
3.2	Termocoppia tipo T.....	38
3.3	Stelo termocoppia a monte statore.....	39
3.4	Stelo termocoppia aperto.....	39
3.5	Differenza temperatura sonda e monte modificando il foro e con un tempo di attesa di 1s.....	40

3.6	Differenza temperatura sonda e monte modificando il foro e con un tempo di attesa di 5s.....	40
3.7	Differenza temperatura sonda e monte con stelo aperto e un tempo di 3s.....	41
3.8	Sonda di temperatura nuova per acquisizione a monte statore.....	42
3.9	Giunto caldo.....	42
3.10	Complessivo sonda.....	42
3.11	Direzione del flusso in uscita statore, intercettando la sonda.....	43
3.12	Posizione sonda rispetto alla schiera a diversi raggi.....	44
3.13	Sonda di temperatura a valle dello statore.....	45
3.14	Vista isometrica sonda a valle statore.....	45
3.15	Vista per forellino dello sbraccio.....	46
3.16	Assemblaggio sonda di temperatura valle statore.....	46
3.17	Disegno della sonda 5 fori.....	47
3.18	Sonda 5 fori montata sulla slitta.....	48
3.19	Micro termocoppia tipo K montata sulla slitta.....	49
3.20	Coperchio con foro per inserimento sonda.....	49
3.21	Posizione assunte tra iniettore e statore.....	52
3.22	Schermata monitoraggio acquisizione.....	53
3.23	Schermata monitoraggio acquisizione(5 fori).....	55
3.24	Schermata monitoraggio impianto.....	56
3.25	Distanza assiale sonda 5 fori - trailing edge pala statorica.....	61
4.1	Codici fortran per la trasformazione da coordinate polari a cartesiana a monte dello statore.....	62
4.2	Griglia acquisizione fitta per temperatura a monte dello statore.....	63
4.3	Codici fortran per la trasformazione da coordinate polari a cartesiana a valle statore.....	64
4.4	Piano di misura.....	64
4.5	Griglia acquisizione fitta per temperatura nel caso metapasso dello statore.....	65
4.6	Griglia acquisizione fitta per pressione a valle dello statore.....	66
4.7	Correlazione per influenza della temperatura di background.....	67
4.8	Correlazione per influenza della temperatura del flusso a monte.....	67
4.9	Correlazione per influenza della temperatura dell' iniettore a monte.....	68
4.10	Andamento della temperatura nel caso metapasso con T50 a monte.....	69
4.11	Andamento della temperatura nel caso LE con T50 a monte.....	70
4.12	Andamento della temperatura nel caso metapasso con T35 a monte.....	71
4.13	Pressione media a monte in OP3 (senza iniezione).....	72
4.14	Pressione media a monte con iniezione 1 bar e $T_{valle-resistenza}$ 215°C (sinistra) e iniezione 2.75bar e $T_{valle-resistenza}$ 50°C(destra).....	72
4.15	Andamento della temperatura a valle rispetto alle varie posizioni:LE, Metapasso,UnterzoPS,UnterzoSS.....	73
4.16	Codici fortran per la correlazione della Ptm per la pressione del valle di statore.....	75
4.17	Andamento della perdita di pressione a valle statore senza iniezione nelle quattro posizioni:LE, Metapasso,UnterzoPS,UnterzoSS.....	75
4.18	Andamento della perdita di pressione a valle statore con iniezione nelle quattro posizioni:LE, Metapasso,UnterzoPS,UnterzoSS.....	76
4.19	Confronto tra caso con iniettore e caso senza iniettore nella posizione	

	di LE (Leading edge).....	78
4.20	Confronto tra caso con iniettore e caso senza iniettore nella posizione di Metapasso.....	79
4.21	Confronto tra caso con iniettore e caso senza iniettore nella posizione di UnterzoPS.....	80
4.22	Confronto tra caso con iniettore e caso senza iniettore nella posizione di UnterzoSS.....	81
4.23	Generazione vortice aggiuntivo.....	82
4.24	Confronto tra caso T50 e il caso con iniettore senza flusso al posiozione di LE.....	83
4.25	Confronto tra caso T50 e il caso con iniettore senza flusso al posiozione di Metapasso.....	84
4.26	Confronto tra caso T50 e il caso con iniettore senza flusso al posiozione di UnterzoPS.....	85
4.27	Confronto tra caso T50 e il caso con iniettore senza flusso al posiozione di UnterzoSS.....	86
4.28	Confronto tra caso T220 e il caso T50 al posizione di LE.....	88
4.29	Confronto tra caso T220 e il caso T50 al posizione di Metapasso.....	89
4.30	Confronto tra caso T220 e il caso T50 al posizione di UnterzoPS.....	90
4.31	Confronto tra caso T220 e il caso T50 al posizione di UnterzoSS.....	91
4.32	Confronto tra caso P2.75 e il caso con P1bar al posizione di LE.....	93
4.33	Confronto tra caso P2.75 e il caso con P1bar al posizione di Metapasso.....	94
4.34a	Direzione flusso con P_ewg 2.75bar.....	95
4.34b	Distorsione scia.....	95
4.35	Confronto tra caso P2.75 e il caso con P1bar al posizione di UnterzoPS.....	96
4.36	Confronto tra caso P2.75 e il caso con P1bar al posizione di UnterzoSS.....	97
4.37	Rappresentazione della suddivisione aree canale.....	100
4.38	Interpolazione al LE.....	100

Elenco delle Tabelle

1	Caratteristiche scheda di acquisizione.....	29
2	Regolazione resistenze EWG.....	33
3	Dimensioni caratteristiche sonda a monte.....	42
4	Dimensioni caratteristiche sonda a valle.....	45
5	Parametri Banco Prova TC.....	57
6	Caratteristiche e performance della turbina.....	59
7	Grandezze significative a monte statore con getto veloce.....	60
8	Griglie acquisizioni per prove di temperatura a monte di statore.....	62
9	Griglie acquisizioni per prove di temperatura a valle di statore.....	64
10	Griglie acquisizioni per prove di pressione a valle di statore.....	64
11	Influenza della T_{flusso} per T_{sonda}	67
12	Influenza della T_{inj} per T_{sonda}	67
13	Confronto della potenza a monte e a valle statore.....	101

Sommario

Negli ultimi anni si è fatta sempre più grande l' esigenza di ridurre l' inquinamento acustico generato dal trasporto aereo al fine di migliorare la sua eco compatibilità.

Questo è stato reso possibile grazie all' impiego di sistemi di propulsione a bassa emissione e a basso rumore i quali hanno richiesto e continuamente richiedono lo sviluppo di strumenti di previsione affidabili. Tale sviluppo richiede anche un'ampia ricerca con prove sperimentali e di modellazione numerica e analitica per approfondire maggiormente i vari meccanismi di generazione del rumore nel combustore. Da qui è nato il progetto RECORD (Research on Core Noise Reduction) al quale partecipano i maggiori costruttori di motori aeronautici, centri di ricerca e università di cinque diversi paesi europei, con lo scopo di approfondire questo aspetto.

Il Laboratorio di Fluidodinamica delle Macchine (LFM) del Politecnico di Milano ha messo a disposizione il Banco Prova High Speed TC (turbine e compressori) dove è stato installato uno stadio di alta pressione di turbina a gas e sistemi per simulare la presenza dei vari combustori posti a monte dello stadio.

Il nostro lavoro s'inserisce in questo contesto, svolto per approfondire una parte di un lavoro di tesi precedente, con lo scopo di analizzare l' influenza dei getti d' aria calda (hot streak) provenienti dai combustori sul campo termico e aerodinamico dello statore.

La prima parte del lavoro è stata dedicata alla modifica di alcuni componenti della macchina e alla costruzione delle sonde necessarie per investigare il problema. Infatti, nel lavoro precedente si erano incontrati dei problemi nella simulazione della presenza dell' hot streak, connessi alla difficoltà di raggiungere temperature molto alte rispetto al flusso indisturbato, riducendo parzialmente l' efficacia del lavoro.

Successivamente si è analizzato il campo termico all' ingresso statore per vedere se la presenza delle pale potesse in qualche modo influenzare il campo di temperatura a monte; poi si è caratterizzato il campo fluidodinamico a valle statore per vedere l' influenza dei getti caldi ed infine per avere un' idea qualitativa della variazione del campo fluidodinamico con l' hot streak abbiamo iniettato un getto veloce a pari temperatura di iniezione.

Tutti gli strumenti di misura utilizzati sono stati realizzati all' interno del laboratorio e per l' acquisizione, elaborazione e analisi si sono utilizzati i seguenti software: LabView, Fortran e Tecplot.

Parole chiave: hot streak, inquinamento acustico, Banco Prova HS, stadio di alta pressione di turbina, temperature, pressione, iniezione.

Capitolo 1

Introduzione

1.1. Hot streak

Con il termine "hot streak", nelle turbomacchine, si intende un getto d'aria calda che investe una pala statorica o rotorica di turbina che deriva dall'uscita dai combustori posti circonferenzialmente a monte dello statore di turbina.

Gli studi di questo fenomeno sono stati fatti principalmente negli ultimi anni da ingegneri meccanici, aeronautici da parte dalle maggiori università e centri di ricerca soprattutto in Inghilterra e in America con l'obiettivo di investigare più a fondo per capire il comportamento degli hot streak all'interno dei primi stadi di turbina, che fino ad allora era stato poco sconosciuto.

La necessità di approfondire questo argomento è soprattutto legata all' aumento sempre più della temperatura di ingresso turbina (TIT) che nei primi stadi di turbina non è uniforme radialmente e circonferenzialmente, quindi genera delle instazionarietà con le pale di rotore generando perdite, vibrazioni e rumore. Queste zone non uniformi di temperatura dipendono dal tipo di combustore nonché dalla temperatura, pressione e vorticità per cui esso lavora per generare i flussi caldi (hot streak).

Conseguenze di questo fenomeno sono molteplici e oltre a quelle sopra citate, particolare attenzione è legata al raffreddamento sia della pala statorica che di quella rotorica molto più complicata da raffreddare.

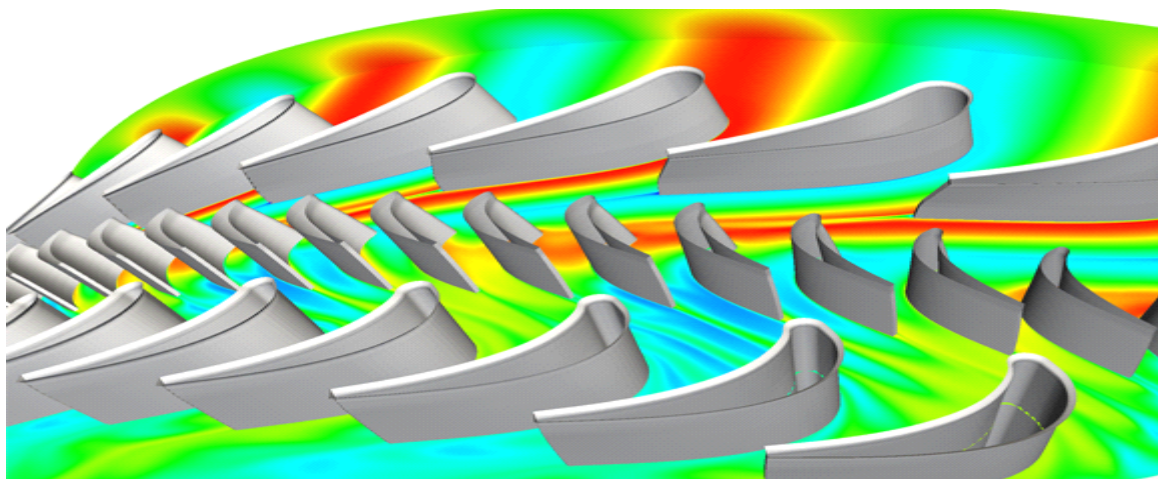


Figura 1.1: Presentazione di Hot Streak

Come già detto questo lavoro ha lo scopo di caratterizzare il campo di temperatura a monte e a valle statore a pari pressione a monte e inoltre è stato caratterizzato il campo aerodinamico per maggior completezza. Questo ci permetterà di determinare tutte le grandezze come: temperatura, pressione, vorticità, Mach, perdite ecc per ogni posizione fissata tra statore e EWG (iniettore) per descrivere al meglio il comportamento dei getti iniettati. Successivamente verrà approfondita questa trattazione e nel seguito verranno illustrati i principali risultati trovati nella letteratura tenendo presente che la maggior parte di questi sono modellazioni CFD (Computational Fluid Dynamics) che riguardano l'intero stadio (statore + rotore), oppure sono schiere piane poste all'interno di una

galleria. Questo fenomeno è molto complicato da riprodurre per le difficili condizioni che si incontrano nella pratica soprattutto dal punto di vista delle temperature.

L'idea di intraprendere questo lavoro ci è stata suggerita nell'ultimo lavoro di tesi sul progetto RECORD eseguito da Gualtieri e Incanti dove si prevedevano di effettuare diverse prove per a monte dello statore per caratterizzare il campo termo-fluidodinamico con getti stazionari e pulsati, una di queste si doveva realizzare con una differenza di temperatura tra il flusso dopo l'iniezione e prima di 100°C, questa condizione era stata soddisfatta solo parzialmente perché non si arrivava oltre i 30°C allora con una serie di modifiche all'impianto che verranno illustrate successivamente siamo riusciti ad arrivare ai 65°C rivelandosi un successo.

1.2. Camera di combustione di Turbina a gas

1.2.1. Introduzione

Questo capitolo ha lo scopo di illustrare il componente che genera gli hot streak (combustore) e distingue i principali tipi che ci sono in commercio.

Le camere di combustione di TG sono state oggetto di minor attenzione progettuale rispetto ai componenti rotanti (turbina, compressore) fino alla metà degli anni '80, poiché valori di prestazioni in termini di efficienza della combustione, perdita di carico, stabilità di fiamma, affidabilità e durata erano molto elevati già alla fine degli anni '60 rispetto agli standard degli altri componenti.

L'affermarsi di problematiche ambientali e l'introduzione di normative via via più restrittive sulle emissioni e sul rumore ha costretto ad un rinnovato interesse verso la progettazione di questi sistemi secondo nuovi criteri di progetto e soluzioni innovative. L'aumento della temperatura di ingresso turbina (TIT) costituisce l'altro obiettivo per le camere di combustione di TG attuali.

1.2.2. Evoluzione della camera di combustione

Il ruolo del combustore è di garantire il necessario innalzamento della temperatura dei gas evolventi, prima che questi vengano inviati ad espandere in turbina, mediante il calore liberato dalle reazioni di ossidazione del combustibile.

Tale temperatura non potrà superare i limiti imposti dalla resistenza dei materiali della turbina e fino ad oggi i valori raggiunti sono al massimo di 1300-1400 °C. Per mantenersi entro i limiti stabiliti è allora necessario introdurre aria in eccesso nella camera di combustione poiché le temperature di fiamma sono ben più alte dei valore sopra riportati, quindi il gas viene raffreddato in modo controllato. La combustione nelle turbine non è perciò di tipo stechiometrico, bensì l'aria è in quantità ben superiore a quella necessaria a realizzare un rapporto stechiometrico con il combustibile iniettato. Infatti, il rapporto tra la quantità d'aria effettiva rispetto a quella stechiometrica (rapporto di equivalenza) è di solito compresa tra 2,5 e 3,5, sia quando si usano combustibili liquidi (gasoli, kerosene,...) che quando si usano quelli gassosi (gas naturale, metano).

Esiste però un problema quando si ha una combustione con eccesso di aria e cioè quello di mantenersi al di sopra del limite inferiore di infiammabilità per la miscela aria-combustibile perché la fiamma possa mantenersi e propagarsi in modo corretto senza spegnersi. Tale problema condiziona la geometria del combustore, che dovrà prevedere diverse zone al suo interno per adempiere alla sua funzione principale e cioè quella di innalzare la temperatura entro i limiti ammessi, ma nello stesso tempo realizzare una corretta combustione.

Inizialmente la camera era di forma tubolare, Figura 1.2 (a), ma il risultato era quello di ottenere grandi perdite di carico dovute alla velocità dell'aria in ingresso, velocità troppo elevate

per ancoraggio, e rapporti aria-combustibile (AFR) fuori dai limiti di infiammabilità. Queste perdite di carico sono espresse dal rapporto tra la differenza delle pressioni totali in ingresso e in uscita dal combustore, e la pressione totale in ingresso:

$$perdita\% = \frac{P_{o,in} - P_{o,out}}{P_{o,in}} \quad (1)$$

Le perdite di carico così definite risultano proporzionali al quadrato della velocità, quindi in una configurazione a sezione costante si potrebbe perdere sino al 10% del salto di pressione impartito dal compressore in attrito.

Questa condizione è ovviamente inaccettabile, per cui nel corso degli anni sono state fatte modifiche alla geometri per controllare la velocità. Si è passati allora ad uno schema diverso come quello descritto in Figura 1.2 (b) con diffusore a monte e successivo convergente a valle che permette la necessaria riduzione della velocità ma tale riduzione non è sufficiente per ancorare la fiamma. Nello schema 1.2 (c) introducendo un corpo non-aerodinamico (bluff-body) si crea un zona a bassa velocità che permette l'ignizione e l'ancoraggio della fiamma. Infatti se la corrente d'aria è troppo veloce, la fiamma viene allontanata dalla zona di iniezione del combustibile, con conseguente spegnimento (blowout), d'altra parte, se la velocità è troppo bassa, la fiamma può propagarsi anche a monte della zona di combustione, danneggiando tutti quegli organi che non sono stati progettati per essere a contatto diretto della fiamma: si ha così il cosiddetto fenomeno del flashback.

Tuttavia in condizioni di eccesso di aria troppo elevato si hanno ancora efficienze di combustione troppo basse.

Infine nell'ultima Figura 1.2 (d) si introduce un ulteriore componente, il Liner, che ha il compito di ridistribuire le portate di aria ottenendo una zona in cui l'iniezione di combustibile determini una miscela prossima alle condizioni stechiometriche e una zona, prossima all'uscita, con rapporti di miscela globali molto alti, potendo mantenere le temperature entro i limiti ammessi.

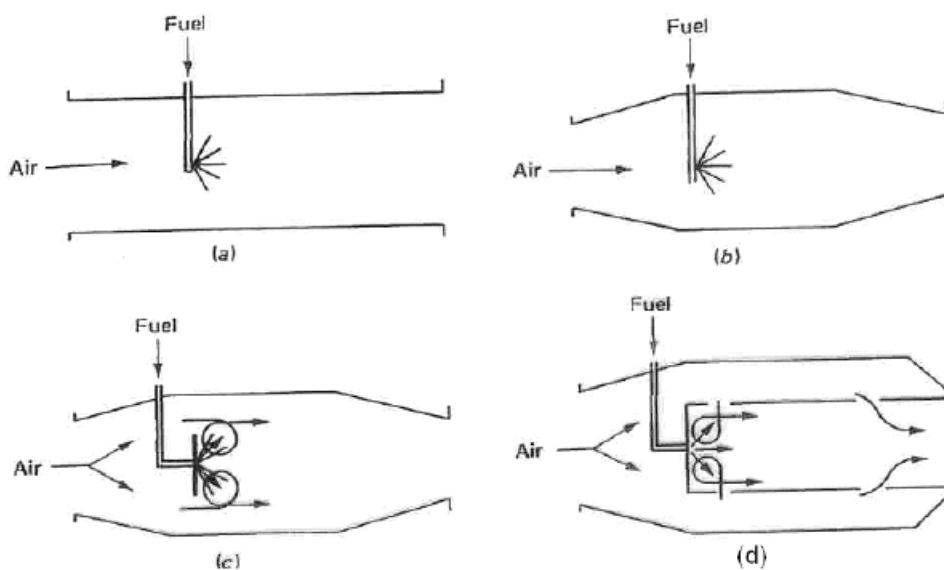


Figura 1.2: Evoluzione camera di combustione

Di seguito citiamo le principali caratteristiche richieste ad una camera di combustione :

1. efficienza di combustione;

2. accensione controllata ed affidabile (sia per TG industriali che aeronautiche);
3. ampi limiti di stabilità (fiamma visibile per ampi range di pressione, velocità e rapporti aria/combustibile);
4. combustione libera da pulsazioni di pressione ed altre manifestazioni di instabilità;
5. distribuzioni di temperatura in uscita tale da garantire una lunga vita alle pale della turbina;
6. basse emissioni di fumo, di incombusti e specie chimiche inquinanti gassose;
7. disegnata per avere un basso costo e facile manutenzione;
8. dimensione e forma compatibile con il motore;
9. lunga durata;
10. possibilità di usare diversi tipi di combustibili.

Per turbine aeronautiche il punto 8 è essenziale mentre per impianti industriali i punti 9 e 10 sono fondamentali.

Un combustore tipico è costituito da diversi elementi tra cui troviamo:

- il diffusore;
- il case esterno;
- il liner;
- lo swirler;
- l'iniettore del combustibile;
- i fori primari, secondari e di diluizione;
- il sistema di raffreddamento del liner.

1.2.3. Componenti della camera di combustione

1.2.3.1. Il Diffusore

La presenza del diffusore è indispensabile per rallentare il flusso proveniente dal compressore (la cui velocità può arrivare a 150 m/s) in modo da ridurre il più possibile le perdite di pressione nella camera di combustione come abbiamo sottolineato nel capitolo precedente. Un buon diffusore deve essere in grado anche di recuperare quanto più possibile la pressione dinamica dell'aria in ingresso e di fornire alla parte restante della camera un flusso stabile e lineare. Possiamo avere essenzialmente due tipi di diffusori, con condotto relativamente lungo per ridurre al minimo le perdite di pressione dinamica, Figura 1.3 (a) oppure corto montato subito a valle del compressore seguito da una espansione improvvisa Figura 1.3 (b).

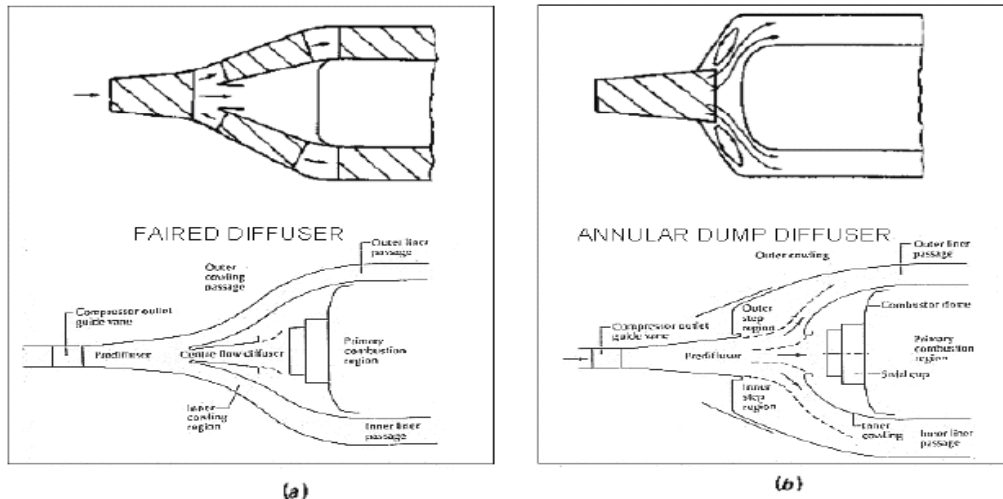


Figura 1.3: Differenti tipi di diffusori

Tale ultima configurazione è indubbiamente meno ingombrante e permette al flusso che raggiunge il liner di essere meno sensibile alle variazioni di velocità che si possono avere all'uscita dal compressore, ma di contro presenta notevoli perdite di carico nel parte iniziale del condotto. In figura 1.4 viene riportato uno schema qualitativo dell' andamento delle perdite in un diffusore.

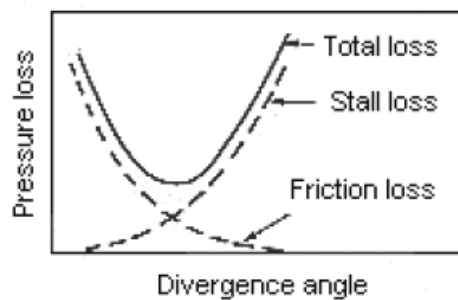


Figura 1.4: Andamento perdite in funzione dell' angolo di diffusione

In un diffusore le perdite di carico sono funzione di:

- Condizioni di moto all'ingresso;
- Rapporto area di ingresso e di uscita;
- Rapporto fra lunghezza e altezza.

1.2.3.2. Il Liner

Il combustore è diviso fisicamente, mediante una parete forata, detta liner, in una zona centrale (core) dove ha luogo la combustione e in uno o più condotti laterali (noti anch'essi come liner) dove viene convogliata la portata d'aria in eccesso. Successivamente, mediante i fori primari, secondari e di diluizione, la portata d'aria che attraversa il liner si ricongiunge con la portata principale in modo tale da abbassare la temperatura media dei gas combusti all'uscita della camera. L'adozione di tale soluzione consente di creare una zona a monte a bassa velocità in cui la fiamma possa svilupparsi e sostenersi (la zona primaria), una zona intermedia in cui si completa l'ossidazione del combustibile mediante l'adduzione di piccole quantità di aria (evitando che la concentrazione di specie intermedie come il CO si congelino) e una terza area, detta zona di diluizione, nella quale viene

addotta l'aria non richiesta per la combustione in modo da ottenere all'uscita del combustore una temperatura media compatibile con la resistenza della turbina, in cui i gas combusti verranno inviati ad espandere.

La camera di combustione si divide in tre zone (Figura 1.5):

- a) zona primaria;
- b) zona intermedia;
- c) zona di diluizione.

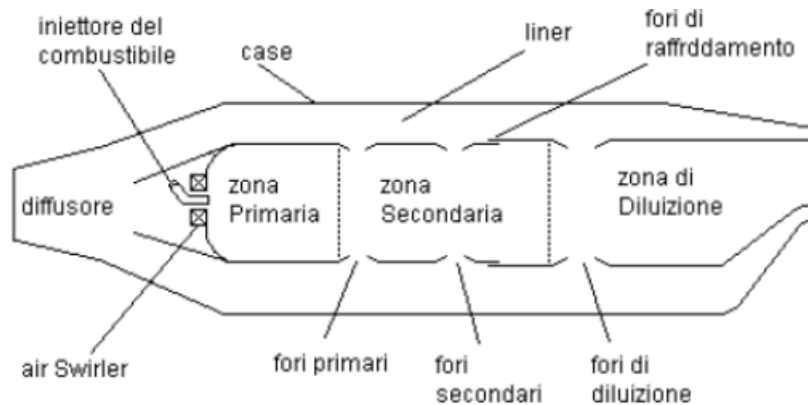


Figura 1.5: Parti principali camera combustione

1.2.3.3. Zona primaria

La zona primaria ha la funzione di avviare la fiamma e provvedere alla completa combustione del combustibile. Essa può essere :

- **a ricircolo ad ampia scala**, nel senso che sono presenti pochi getti grandi di combustibile dando origine ad una formazione lenta della miscela e conseguente lento rilascio del calore;
- **a ricircolo a piccola scala**, ossia vi sono numerosi getti piccoli che comportano un veloce miscelamento con aria e ampie variazioni di rilascio del calore per miscele stechiometriche.

In generale un ricircolo soddisfacente si può ottenere con i getti opposti radialmente partendo dalle pareti del liner, oppure con aria vorticoso (moto di swirl) o infine con la combinazione dei due metodi (Figura 1.6). Ciò è particolarmente importante in camere corte, dove il mixing deve avvenire rapidamente, cioè in brevi spazi.

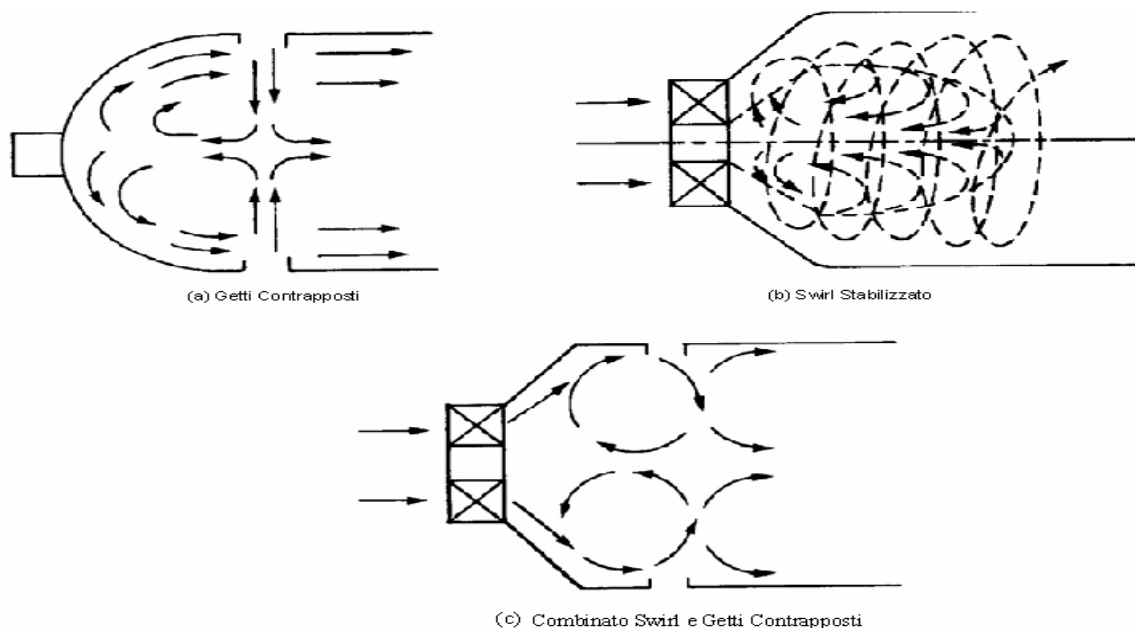


Figura 1.6: Vari metodi per ottenere ricircoli

Il moto vorticoso viene generato mediante un corpo non-aerodinamico (bluff-body) in genere uno swirler. Lo swirler è utilizzato per fornire un moto tangenziale al flusso d'aria così da creare una zona di ricircolazione e dare maggiore stabilità alla fiamma inoltre determina un incremento del miscelamento aria combustibile e con i prodotti di combustione aumentando il mixing.

Gli swirler sono classificati secondo la direzione del flusso in:

- assiali
 - radiali
- e in base al numero di schiere di pale in:
- singoli
 - doppi.

1.2.3.4. Zona intermedia

Nella Zona intermedia avviene il completamento della combustione ($\phi_{sz} = 0.5-0.8$). Se i gas caldi passassero direttamente alla zona di diluizione, le composizioni chimiche intermedie, come CO, si congelerebbero con il brusco abbassamento della temperatura senza poter essere ossidate completamente. Per motori aeronautici la lunghezza di tale zona è maggiore perché in alta quota, quando la pressione è più bassa e la combustione più lenta, occorre più spazio affinché si completi la combustione.

1.2.3.5. Zona di diluizione

La funzione principale della zona di diluizione è quella di abbassare e rendere uniforme la temperatura all'uscita della camera nei limiti ammessi per le palette della turbina. L'aria per la diluizione è circa il 20-40 % di quella totale per la combustione. La lunghezza di questa zona della camera dipende dai diametri dei getti d'aria e solitamente il rapporto L/D (lunghezza/diametro) è tra 1.5 e 1.8.

1.2.4. Tipologia di combustore

I combustori vengono classificati, in riferimento alla geometria, in:

- Camere tubolari (tipica delle TG industriali perché lunghe e pesanti)
- Camere tubolari multican
- Camere anulari (forma ideale per TG aeronautiche perché compatta)
- Camere tuboanulari (combinazione delle prime due)

Figura 1.7 vengono illustrati i differenti tipi di combustori: (a) tubolare; (b) tubolare multican; (c) tuboanulare; (d) anulare.

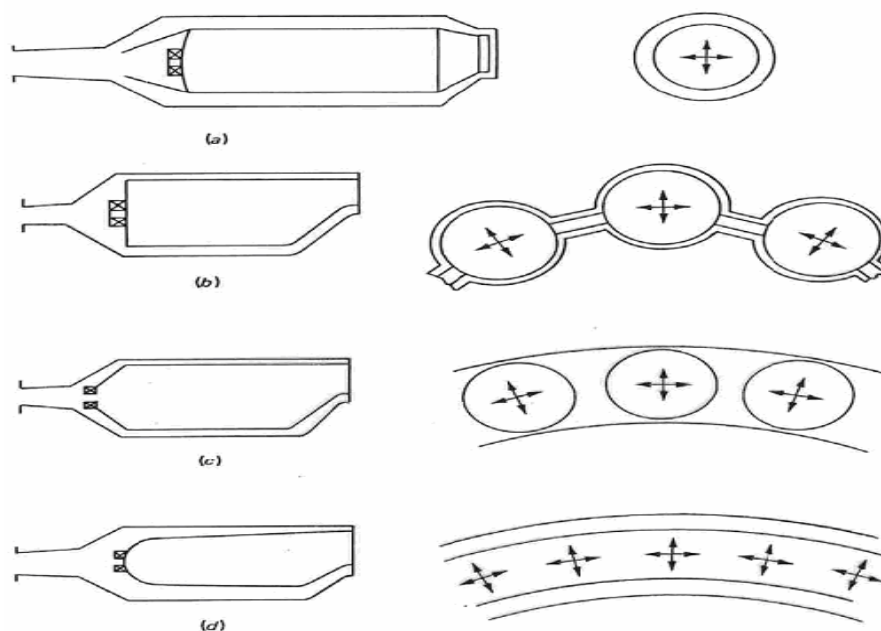


Figura 1.7: Tipi di combustore

Nella camera di combustione tubolare il flusso di aria proveniente dal compressore viene convogliato verso l'involucro del liner dove viene frazionato rispettivamente nella portata di aria primaria e secondaria. Mentre negli impianti industriali è diffusa la configurazione single can, Figura 1.8, con un solo combustore, sui motori aeronautici è diffusa la configurazione Multi-can, Figura 1.9, che prevede più combustori tubolari disposti su una corona circolare intorno l'asse della macchina, allo scopo di ottimizzare gli ingombri.

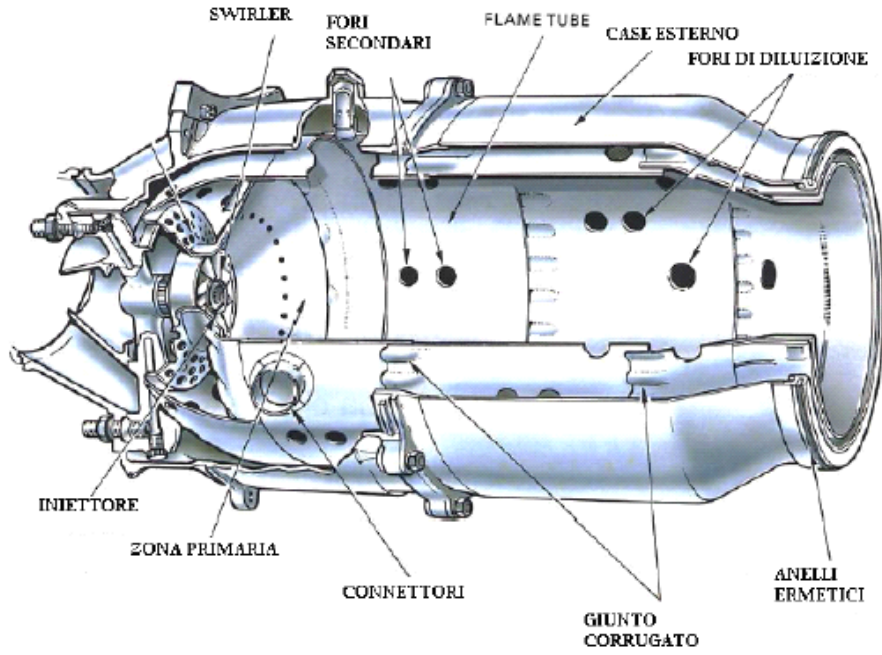


Figura 1.8: Combustore tubolare single can

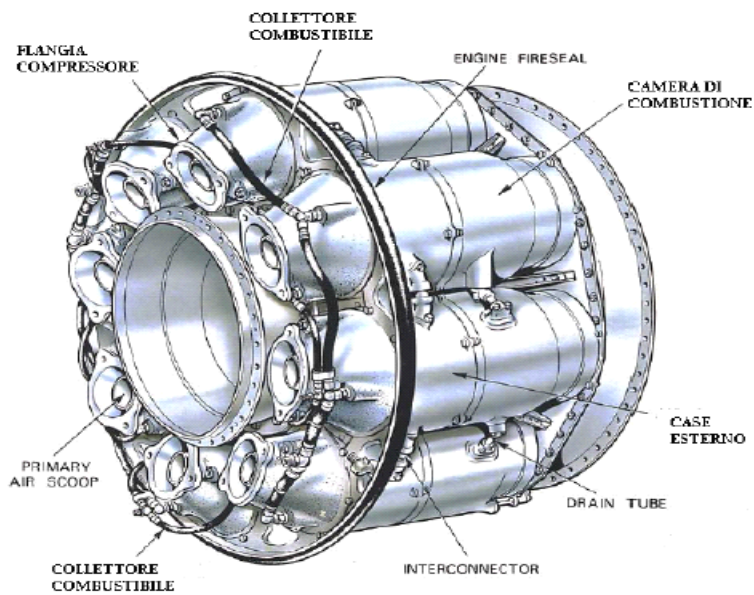


Figura 1.9: Combustore tubolare multi can

Nella camera tubo-anulare all'interno di un case anulare sono presenti più liner tubolari ognuno con il proprio iniettore(Figura 1.10).

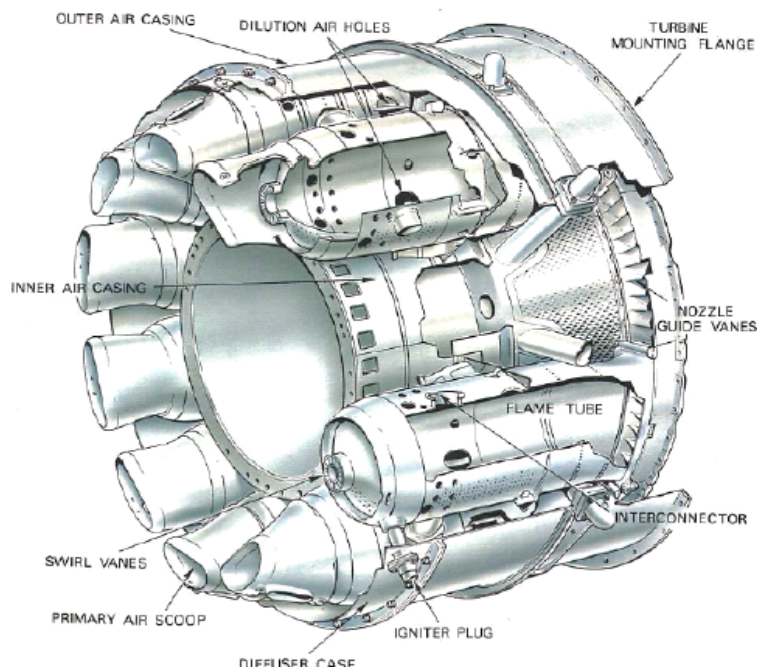


Figura 1.10: Combustore tubo anulare

La configurazione anulare (Figura 1.11) prevede un'unica camera di combustione che avvolge l'albero motore come un anello, con diversi punti di iniezione di combustibile disposti circonferenzialmente. L'impiego di una simile configurazione permette di sfruttare nel modo migliore lo spazio disponibile, unitamente ad una grande leggerezza del sistema ed a basse perdite di carico. La configurazione anulare, però, presenta maggiori problemi strutturali. Infatti tale struttura presenta pochi punti di appoggio e la scarsa rigidità che ne deriva può inoltre comportare l'insorgere di problemi vibrazionali che, a lungo andare, possono danneggiare gravemente l'intero apparato. Critica risulta anche la fase di messa a punto del sistema. Si è sempre costretti a lavorare con la portata complessiva della macchina e la sperimentazione su un solo settore della camera (che coinvolga cioè solo uno o pochi iniettori di combustibile) può fornire solamente indicazioni circa le tendenze di qualche parametro, ma non può fornire ad esempio indicazioni attendibili riguardo le emissioni o le oscillazioni di pressione. Questo ovviamente non si verifica per le camere tubolari multi can, per le quali ogni combustore ha vita a se stante.

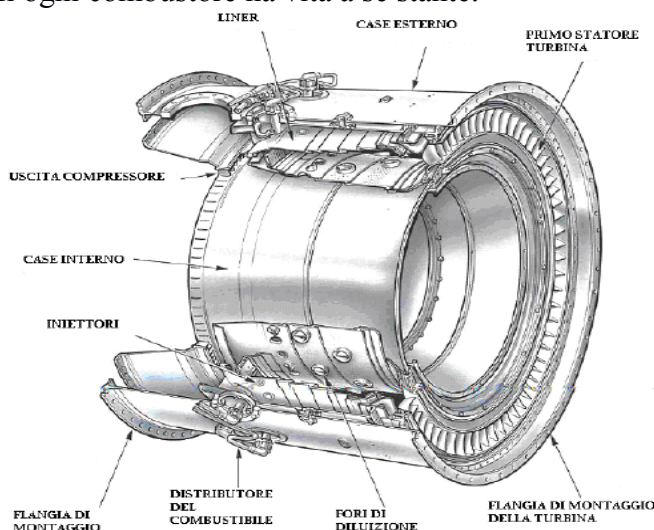


Figura 1.11: Combustore anulare

Nonostante questi inconvenienti, negli ultimi anni il suo utilizzo ha conosciuto una forte espansione in ambito aeronautico. Il motivo di una simile crescita è dovuto al contenimento del peso e delle dimensioni (fondamentali in campo aeronautico), ma anche alla necessità di innalzare continuamente la temperatura massima del ciclo.

Questa esigenza induce un ulteriore decremento della portata d'aria di diluizione, soprattutto nei moderni combustori DLE (dry-low-emission) che utilizzano forti premiscelamenti molto magri, ed è per questo che l'impiego di un combustore tubolare risulta oltremodo svantaggioso. Infatti diventa praticamente impossibile raffreddare in maniera adeguata i "lunghi" transition piece necessari al raccordo del flusso caldo proveniente dalla camera di combustione con l'ingresso della turbina quindi diventa difficile un controllo sulla temperatura in ingresso turbina. Pertanto la soluzione anulare offre una migliore capacità di effettuare un adeguato raffreddamento del combustore.

In Figura 1.12 è rappresentato uno spaccato di TG in cui è evidenziata la camera di combustione anulare.

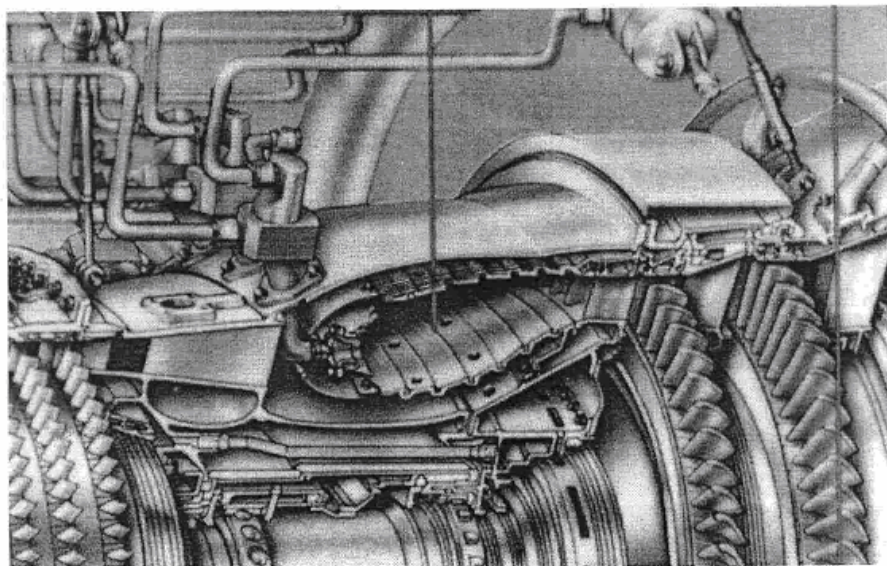
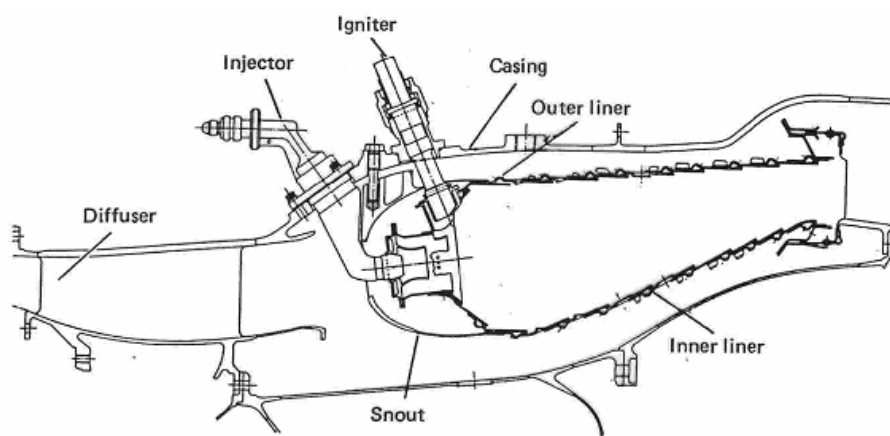


Figura 1.12: Sezione combustore anulare

1.3. Cenni sul rumore nelle turbomacchine

L'inquinamento acustico, causato dai propulsori aeronautici, sta destando negli ultimi anni sempre maggiore preoccupazione e numerose ricerche si stanno indirizzando verso la risoluzione di questo problema; in questo contesto sono stati fatti diversi progetti tra i quali il progetto europeo RECORD ('Research on Core Noise Reduction') dove il Politecnico ha partecipato con diversi lavori di tesi.

Questo lavoro non fa parte del progetto RECORD ma è un lavoro di ricerca finalizzato ad approfondire un aspetto che nel progetto non si è potuto indagare fino a fondo. All'interno di un propulsore aeronautico sono presenti diverse tipologie di rumore; in particolare si distinguono jet noise e core noise. Il primo è associato a parti del motore in movimento ad alta velocità (fan, compressore, turbina), all'interazione dei gas combusti con l'atmosfera e il distacco di vortici nel flusso. Il secondo invece è il rumore generato all'interno del combustore. Inizialmente, a causa dell'elevata complessità dei meccanismi fisici all'interno del combustore, l'attenzione è stata rivolta verso la riduzione del jet noise. I risultati migliori sono stati ottenuti utilizzando elevati rapporti di bypass, che consentono un aumento della portata e una riduzione della velocità dei gas in uscita dal motore. Mediante questo accorgimento, ed una miscela magra, il jet noise risulta notevolmente ridotto, così come le emissioni di ossidi di azoto; per contro la maggior portata d'aria introdotta rende instabile la fiamma creando un'ulteriore fonte di rumore.

Poiché il rumore provocato dalla turbina è ad una frequenza che non rientra nel range udibile dall'orecchio umano e in seguito allo sviluppo di modelli numerici più precisi ed affidabili, il core noise è diventato il principale oggetto di studio.

Lo scopo del progetto RECORD era stato proprio quello di comprendere i meccanismi di generazione del rumore all'interno del combustore tra i quali rientra il rumore generato dagli hot streak anche se non è un effetto preponderante (getti d'aria calda che provengono dai vari combustori posti a valle del primo stadio che interagiscono con aria fredda generando disturbi di entropia quindi rumore e vibrazioni).

1.3.1. Tipologie di rumore generato dal combustore

Il *core noise* è dato dalla somma di due contributi:

- *Rumore di combustione*, che si divide in rumore diretto generato dalle reazioni chimiche, e rumore indiretto dovuto ai prodotti di combustione che si muovono nel combustore e con esso interagiscono. Una delle principali difficoltà nello studio del rumore di combustione è stata quella di distinguere i due fenomeni precedenti. Secondo esperimenti condotti da "*Leyko et al.*" per i motori aeronautici, la componente indiretta è predominante rispetto a quella diretta arrivando a superarla anche di un ordine di grandezza. Il rumore di combustione cresce proporzionalmente alla velocità del flusso e dipende da diversi fattori: rapporto di equivalenza, geometria del combustore e tipologia di quest'ultimo (diffusivo o premiscelato);
- *Rumore generato dalle instabilità di fiamma*, ossia delle oscillazioni di pressione a bassa frequenza ed elevata intensità.

1.3.1.1. Rumore diretto

Il rumore diretto è strettamente legato alla natura delle reazioni chimiche che provocano un rilascio istanzionario di calore. L'intensità delle onde sonore, così come il livello di turbolenza del flusso, dipende dalla velocità con cui avviene la reazione.

Questo flusso turbolento è caratterizzato dalla presenza di vortici di varie dimensioni distribuiti in maniera caotica e instazionaria. Ogni vortice è sede di reazioni di combustione e quindi può essere considerato fonte di onde sonore.

Le grandezze utilizzate per stimare l'entità del rumore diretto sono: la potenza sonora irradiata dalla fiamma, che dipende dalla grandezza del combustore, dalla potenza della turbina e dalla temperatura di fiamma; *l'efficienza termoacustica* (ovvero il rapporto tra la potenza sonora irradiata e il flusso termico liberato nella combustione) che aumenta all'aumentare della potenza della macchina.

Il rumore diretto di combustione, che copre un intervallo di frequenza che va da 100 Hz ai 2 kHz, rientra pienamente nel range di frequenze udibili dall'orecchio umano, che è compreso tra 20 Hz e 20 kHz.

1.3.1.2. Rumore indiretto

Il rumore indiretto di combustione si ha in seguito ad un'accelerazione di un flusso con entropia non uniforme, o con presenza di vorticosità, in un ugello all'uscita del combustore (hot streak). Essendo il flusso fortemente comprimibile, a causa delle elevate velocità, le variabili cinematiche e termodinamiche risultano accoppiate. A variazioni di densità corrispondono oscillazioni di pressione, con conseguente formazione di onde sonore che non si arrestano a valle del combustore, ma si propagano attraverso le schiere della turbina andando a influenzare il campo termofluidodinamico.

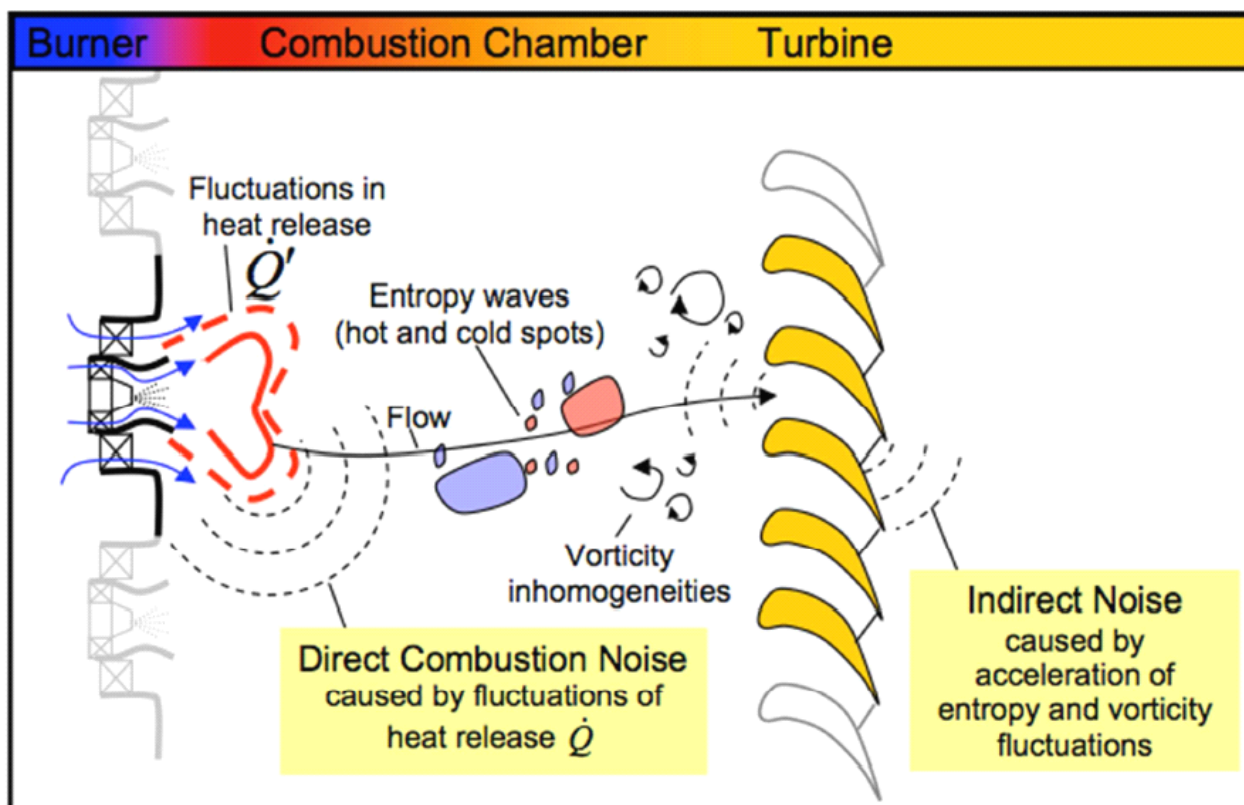


Figura 1.13: Rumore diretto e indiretto di combustione

1.3.1.3. Rumore generato dalle instabilità di fiamma

Questo tipo di instabilità è riferito alle oscillazioni o alle variazioni nello spazio e nel tempo dei parametri fisici del processo di combustione, in particolar modo della pressione.

Le instabilità di combustione possono essere divise in varie categorie:

- *Instabilità di sistema*, se coinvolgono la camera di combustione e almeno un altro componente del combustore (linee di alimentazione del combustibile o dell'aria comburente, sistema di scarico...). Le oscillazioni possono essere descritte in termini di modi di vibrare monodimensionali poiché le lunghezze d'onda sono di un ordine di grandezza superiori alle dimensioni trasversali dei componenti del sistema. Valori di frequenza tipici sono di qualche centinaia di Hz.
- *Instabilità della camera di combustione*, se i modi di vibrare della sola camera di combustione e del rilascio termico sono accoppiati. Le frequenze di tale fenomeno dipendono dalle dimensioni della camera di combustione (da 100 Hz a oltre 1000 Hz).
- *Instabilità intrinseca*, se le oscillazioni nascono nella zona reattiva e del fronte di fiamma in presenza di vorticosità e turbolenza. Tale tipologia di instabilità ha un peso significativo in motori ad elevato bypass ratio. Le instabilità intrinseche possono interagire con l'acustica del sistema generando instabilità di sistema e di combustione.

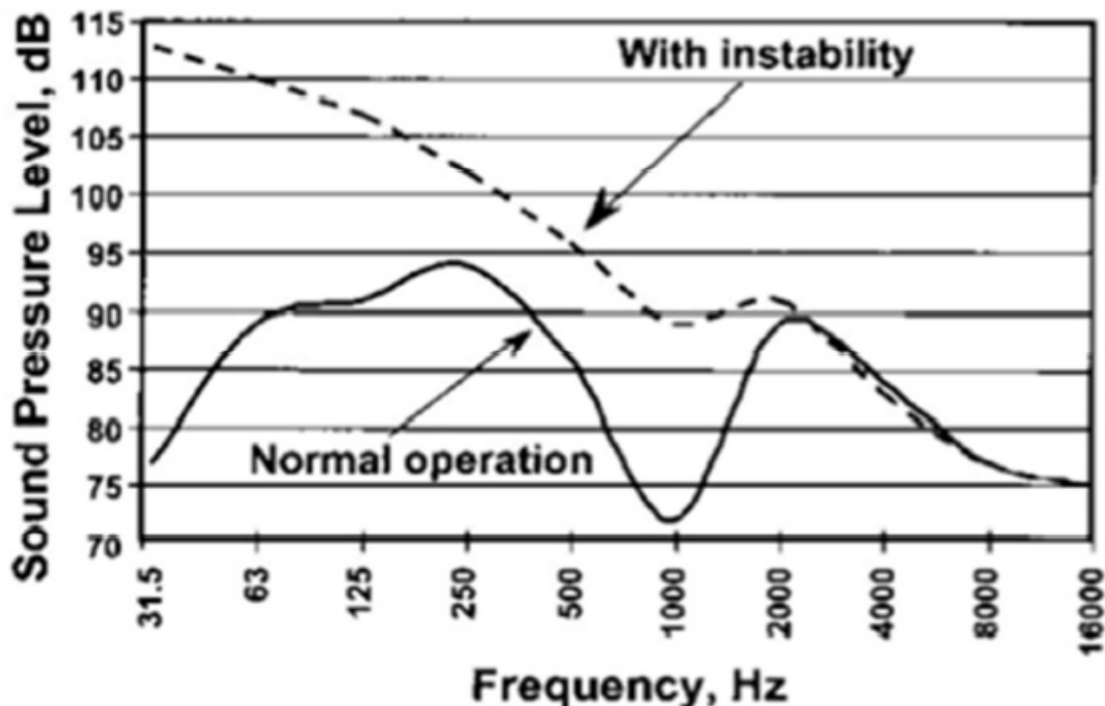


Figura 1.14: Confronto tra le emissioni acustiche di un combustore in condizioni normali di funzionamento e in presenza di instabilità

Nella figura si può notare come l'intensità sonora aumenti in presenza di instabilità, soprattutto alle basse frequenze. Le instabilità di combustione peggiorano drasticamente le prestazioni del sistema, sia in termini di pressione sonora sia favorendo la comparsa di fenomeni dannosi quali: vibrazioni meccaniche, con conseguente rischio di danneggiamenti e cedimenti per fatica; incremento delle emissioni inquinanti, in particolare la formazione di idrocarburi incombusti e ossidi di azoto; rischio di detonazione a causa della formazione di punti caldi sulle pareti della camera di combustione.

Le fluttuazioni di pressione date dalle instabilità di combustione possono provocare l'estinzione parziale o totale del fronte di fiamma e nei casi più gravi ritorno di fiamma o distacco di fiamma.

Capitolo 2

Impianti

2.1. Il banco prova High Speed

All'interno del Laboratorio di Fluidodinamica delle Macchine è stato allestito il Banco Prova turbine e compressori per l'analisi aerodinamica di macchine centrifughe e assiali. Questo ha subito diverse modifiche nel corso degli anni per poter soddisfare le varie esigenze. Il nostro lavoro mira ad approfondire un punto che era stato critico nel progetto RECORD e per questo motivo abbiamo apportato delle modifiche che saranno esaminate nel successivo capitolo.

2.1.1. Descrizione dell'impianto

Il sistema in questione è un impianto industriale progettato negli anni '80, per poter effettuare prove sperimentali su turbomacchine di diversa geometria studiandone la fluidodinamica al fine di capire fenomeni caratteristici della macchina stessa, ma anche dovuti al suo inserimento in un impianto chiuso.

Attraverso la teoria della similitudine si possono prevedere le caratteristiche di funzionamento di macchine di dimensioni maggiori utilizzando macchine in scala opportuna. Grazie alla versatilità dell'impianto si possono eseguire prove in diverse configurazioni senza apportare modifiche invasive al banco stesso. Nel presente si descriveranno le varie parti dell'impianto, suddividendolo nei circuiti che lo compongono, ovvero circuito aria principale, circuito olio, circuito acqua e circuito aria secondario; successivamente verranno illustrati i sistemi di controllo, di gestione e di misura.

In Figura 2.1 è rappresentato lo schema del circuito dell'aria principale che non è altro che il circuito di prova sul quale sono assemblate sia la turbina che il compressore da sperimentare. L'impianto è sostanzialmente diviso da una parte centrifuga, nella quale è presente un compressore, e una parte assiale, la quale può invece essere allestita con una macchina operatrice o motrice, a seconda delle richieste. Il circuito è di tipo chiuso, pertanto non c'è rinnovo di fluido di lavoro. Il salto di pressione necessario è garantito dal compressore che spinge l'aria in uno scambiatore di calore aria-acqua (S2), seguito da un venturimetro per la misura della portata, successivamente regolata da due elettrovalvole (EV2 e EV3). A questo punto l'aria viene filtrata e tramite la valvola VF3 entra nella zona assiale dell'impianto, in questo caso occupata da uno stadio di turbina. Successivamente il circuito viene chiuso da un silenziatore che unisce lo scarico della turbina al condotto di aspirazione del compressore; l'inserimento di tale componente è una delle più recenti modifiche apportate all'impianto, al fine di poter realizzare delle corrette misurazioni acustiche richieste dal progetto RECORD. Queste misurazioni sono state eseguite alla fine dei lavori sperimentali del precedente lavoro da una azienda cinese.

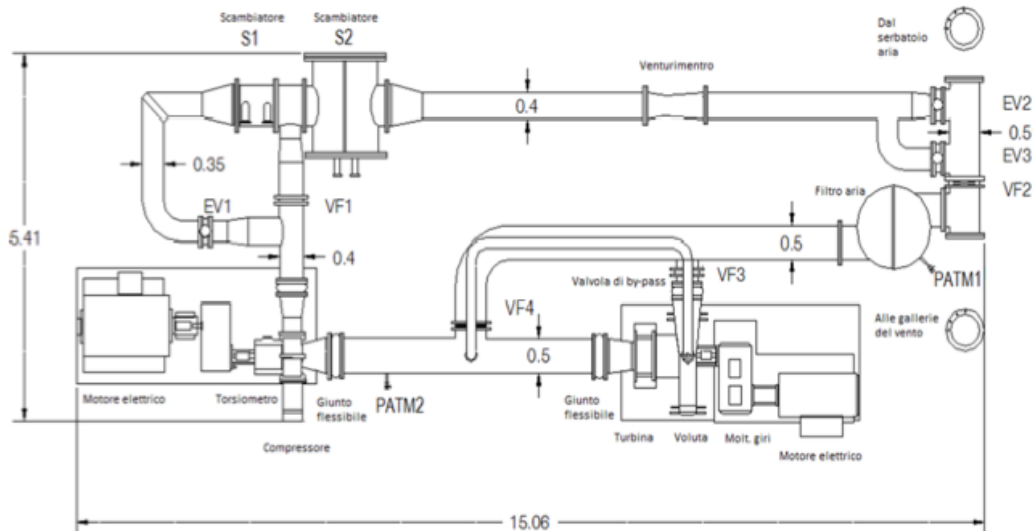


Figura 2.1: Rappresentazione banco prova TC

Dal disegno si possono notare anche due derivazioni di bypass: una è ricavata allo scarico del compressore e una all'ingresso turbina. Per poter far confluire il fluido nei condotti di bypass è necessario chiudere le valvole VF1 e VF3. Per esempio chiudendo la valvola VF1, l'aria fluisce attraverso l'elettrovalvola EV1, che ne regola la portata, nel condotto di derivazione più lungo, incontrando prima lo scambiatore aria-acqua S1 e successivamente anche l'S2 che è quello comune ai due condotti. Optando per questa configurazione si avrà una forte perdita di carico dovuta ai bruschi cambiamenti di direzione dei condotti. Durante la sperimentazione le valvole VF1 e EV1 vengono tenute sempre aperte. Si nota che a seguito delle modifiche apportate alla sezione della macchina assiale, cioè l'introduzione di un silenziatore tra l'uscita turbina e l'ingresso compressore, non esista più la deviazione in cui la valvola VF4 porta l'aria direttamente in uscita macchina, quindi la VF3 è sempre aperta e la VF4 chiusa. Il disegno perciò si riferisce alla configurazione esistente precedente al progetto RECORD, in cui si poteva scegliere di studiare solo la macchina centrifuga sfruttando l'apertura della valvola VF4 e la chiusura della VF3.

Nel disegno si notano anche delle prese di pressione atmosferica (PATM1 e PATM2) che permettono di avere altre due configurazioni in base alla quale delle due si sceglie di aprire: se si apre la PATM1 la turbina è in depressione, mentre se si apre PATM2 la turbina lavora in pressione.

Dalle prove passate si è visto che quando la turbina lavora in depressione, vi è un forte trafileamento di olio attraverso le tenute tra i cuscinetti ed il circuito aria, poichè allo scarico della turbina la pressione è inferiore a quella ambientale; pertanto la seconda condizione operativa è da preferire.

2.1.1.1. Ciclo termodinamico

Come già accennato, il ciclo è di tipo ad anello, operante con fluido monocomponente (aria) assimilabile a gas perfetto con calore specifico C_p costante. Nel circuito non avvengono reazioni chimiche ed è possibile quindi determinare in qualsiasi punto lo stato termodinamico del sistema conoscendo solo due delle tre proprietà fisiche del fluido, ad esempio pressione e temperatura. Nella Figura 2.2 è rappresentato lo schema semplificato dell'impianto in pressione (PATM2 aperta) e, a destra, il corrispondente ciclo termodinamico.

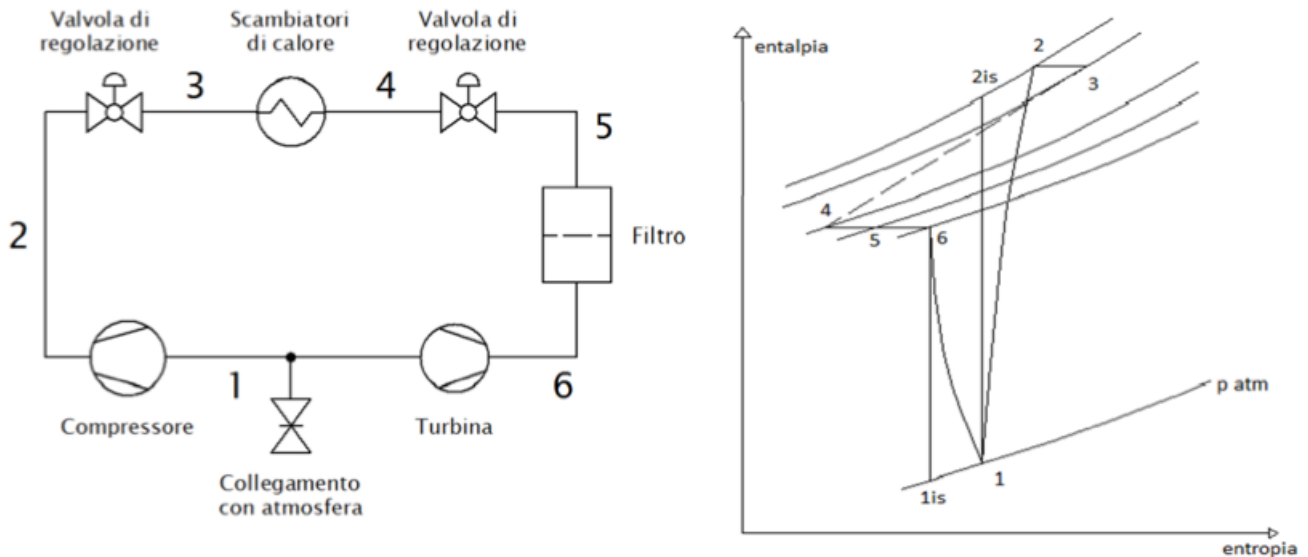


Figura 2.2: Schema impianto (sinistra) e ciclo termodinamico (destra)

Il punto 1 è alla pressione atmosferica perché P_{ATM2} è aperta e rappresenta l'ingresso del compressore, il quale comprime l'aria fino al punto 2 dato il suo rendimento isoentropico minore di 1. L'elettrovalvola posta allo scarico del compressore si comporta come una valvola di laminazione isoentalpica espandendo l'aria fino al punto 3. La trasformazione 3-4 è effettuata nello scambiatore di calore, il quale idealmente dovrebbe scambiare calore secondo una trasformazione isobara, tuttavia ciò non avviene a causa delle inevitabili perdite di carico che fanno sì che la pressione nel punto 4 sia minore di quella nel punto 3. Una diminuzione ulteriore di pressione è dovuta alle due elettrovalvole EV2 ed EV3, queste, con il filtro dell'aria in ingresso turbina, vengono rappresentate nel piano $h-s$ dalle trasformazioni 4-5 e 5-6. Infine il flusso è convogliato nella voluta centripeta e indirizzato tramite i condotti IGV (Inlet Guide Vane) assialmente verso la turbina, dove avviene l'espansione 6-1. Si nota che l'espansione come nel caso della compressione non è isoentropica, pertanto il valore di entropia nel punto 1 è maggiore rispetto al caso 1_{is} . Il circuito viene infine chiuso da un silenziatore che unisce lo scarico della turbina al condotto di aspirazione del compressore.

Imponendo i punti p_1 e T_4 e determinata la posizione delle valvole di regolazione della portata si può agire regolando la velocità di rotazione di entrambe le macchine per poter raggiungere determinate condizioni operative, caratterizzate da differenti rapporti di compressione/espansione.

Nel paragrafo successivo si descriveranno le principali macchine fluidodinamiche presenti nel circuito al fine di avere una migliore comprensione del numero di macchine e strumenti fisici che devono essere presenti per garantire non solo la funzionalità ma anche la sicurezza e salvaguardia degli stessi a fronte di possibili guasti.

2.1.1.2. Compressore centrifugo

Il compressore centrifugo è costituito da una girante di alluminio con un diametro esterno pari a 400 mm dotata di 16 pale, chiusa in una voluta di acciaio al carbonio (Figura 2.3).

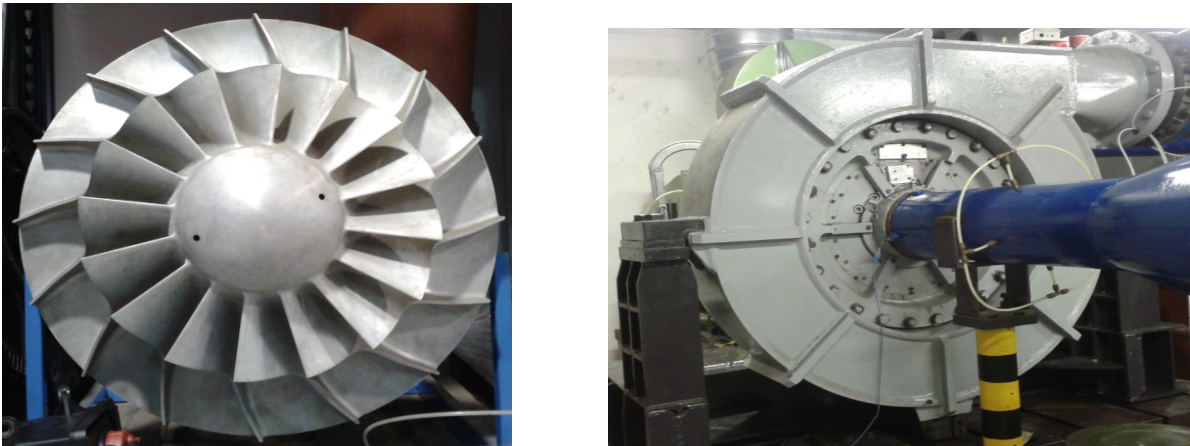


Figura 2.3: Girante compressore (sinistra) e voluta compressore (destra)

Le pale di compressore sono rivolte all'indietro rispetto al senso di rotazione (orario se vista frontalmente) e perciò l'angolo geometrico all'uscita è negativo (-24°), ciò provoca una diminuzione del lavoro all'aumentare della portata, aumentando di contro il rendimento della macchina. La girante in lega di alluminio è montata a sbalzo sull'albero in acciaio forgiato. La velocità massima della macchina è di 20000 rpm, mentre la nominale è di 18000 rpm. Trattandosi di un fluido comprimibile, ovvero aria, allo scarico della girante è posto un diffusore palettato con lo scopo di recuperare una parte di energia cinetica del flusso in uscita convertendolo in pressione. Il diffusore è sempre presente nelle macchine operatrici che elaborano fluidi comprimibili, così da avere un fluido maggiormente in pressione. Successivamente il flusso viene convogliato all'interno della voluta, per poi proseguire nei condotti del circuito aria principale. La distanza tra il bordo di uscita della girante (Trailing edge) ed il bordo d'attacco del diffusore (Leading edge) è pari a 20 mm. Il compressore è mosso da un motore elettrico con potenza nominale di 800 kW alimentato in continua a una tensione di 600 V. La lettura della velocità di rotazione in giri/min è affidata ad un pickup posto sull'albero della macchina, ed è comandata manualmente da un pulpito di comando tramite un potenziometro. Il sistema di controllo permette di fare rampe di salita di numero dei giri con accelerazione controllata per non danneggiare l'impianto. Tra il motore e l'albero di compressore è interposto un moltiplicatore di giri a quattro assi paralleli con ruote a denti elicoidali, in questo modo si può cambiare la velocità massima di rotazione. Durante le prove si è tenuto collegato all'albero lento (20000 rpm), mentre l'albero veloce ruota folle e può arrivare fino a 45000 rpm. La misura della coppia trasmessa al motore è affidata ad un torsionometro interposto.

Nella Figura 2.4 nella pagina successiva verrà illustrata una immagine del motore con ventilatore di raffreddamento in verde, riduttore in marrone e compressore centrifugo in grigio.

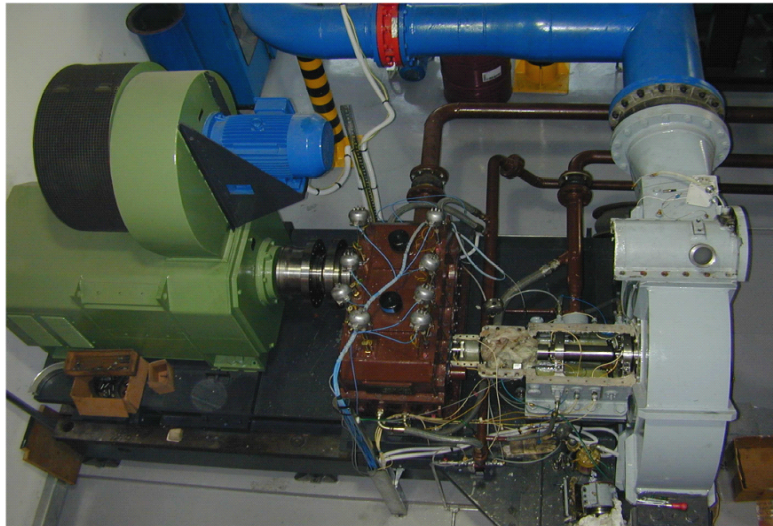


Figura 2.4: Zona centrifuga banco TC

2.1.1.3 Turbina assiale

La macchina assiale in questione è costituita da uno stadio di turbina di alta pressione (*HP, high pressure*) con 25 pale sul rotore e 22 sullo statore e un grado di reazione pari a circa 0.3. Lo statore è suddiviso in due parti che vengono avvitate tra loro una volta calettato sull'albero. Intorno allo statore è stata realizzata una cerchiatura per ridurre gli effetti di trafileamento; inoltre sulla superficie esterna è stata realizzata una corona dentata su cui far agire le vite senza fine mosse da un motore elettrico. La movimentazione dello statore è di fondamentale importanza per effettuare delle misure sull'intero passo dato che le sonde sono fisse in un punto del canale palare. L'albero su cui è calettato il rotore può ruotare fino alla velocità nominale di 12000 rpm. Il diametro esterno è pari a 400 mm e l'altezza di pala 50 mm. Una considerazione va fatta sul diametro medio su cui si sviluppano le pale, questo è inferiore rispetto a quello presente effettivamente in uno stadio HP di un motore reale, ma l'altezza del canale è identica. Il fatto di aver un diametro medio minore di quello che si avrebbe nella realtà ha come conseguenza una maggiore influenza della variazione della velocità periferica lungo l'altezza di pala, con evidenti conseguenze sul flusso in uscita dal rotore nonché sull'estrazione del lavoro. Le pale delle due schiere presentano uno svergolamento tridimensionale studiato appositamente per avere un flusso bidimensionale in corrispondenza della mezzzeria del canale palare (*midsparn*). Questo consente di mantenere costante l'angolo di incidenza al crescere dell'altezza della pala. Inoltre un altro aspetto che queste sono caratterizzate è il fatto di non esser radiali lungo l'altezza della pala (*leaning*). In figura 2.5 è possibile vedere le pale rotoriche e statoriche.

Le pale *leaned* sono ottenute traslando in direzione tangenziale il profilo di una pala cilindrica di una quantità proporzionale all'altezza di pala. questo spostamento laterale è tale da generare un profilo inclinato di angolo costante α (*stack angle*) avente asse longitudinale rettilineo.

Dalla Figura 2.6 è possibile notare come le linee di isopressione siano parallele e lievemente inclinate secondo l'inclinazione del profilo. Ciò avviene in quanto la deflessione imposta dalle pale è maggiore rispetto all'inclinazione introdotta dalla geometria in oggetto. Quindi il gradiente tangenziale diretto dal *pressure side* al *suction side* esercita una azione di 'raddrizzamento' verso la direzione radiale delle linee di isopressione secondarie creando quindi questa distribuzione. Un altro aspetto importante è che questa geometria genera un gradiente diretto dalla base verso l'apice in corrispondenza del *suction side* forzando il flusso secondario in tale direzione (freccia rossa), invece all'interno del canale si genera una corrente in direzione opposta cioè dal punto A al punto B descrivendo un gradiente di pressione verticale positivo dall'apice verso la base. Per quanto riguarda l'ingresso e l'uscita possiamo dire che il flusso ha un

comportamento inverso ovvero dal *hub* al *tip* infatti la velocità verticale assume un andamento periodico: crescente in ingresso e decrescente all' interno e crescente allo scarico del profilo. Si nota inoltre una differenza di pressione tra *pressure side* e *suction side* più marcata al *tip* condizione di un carico maggiore rispetto alla zona di *hub*.

Di seguito vengono illustrate in Figura 2.7 l' andamento dei flussi secondari con l' aggiunta del *leaning*, in questo modo si ha una chiara interpretazione dell'effetto complessivo allo scarico notando un effetto contrastante nella metà superiore del canale ed uno coerente in quella inferiore.



Figura 2.5: Pale rotoriche (sinistra), pale statoriche (destra)

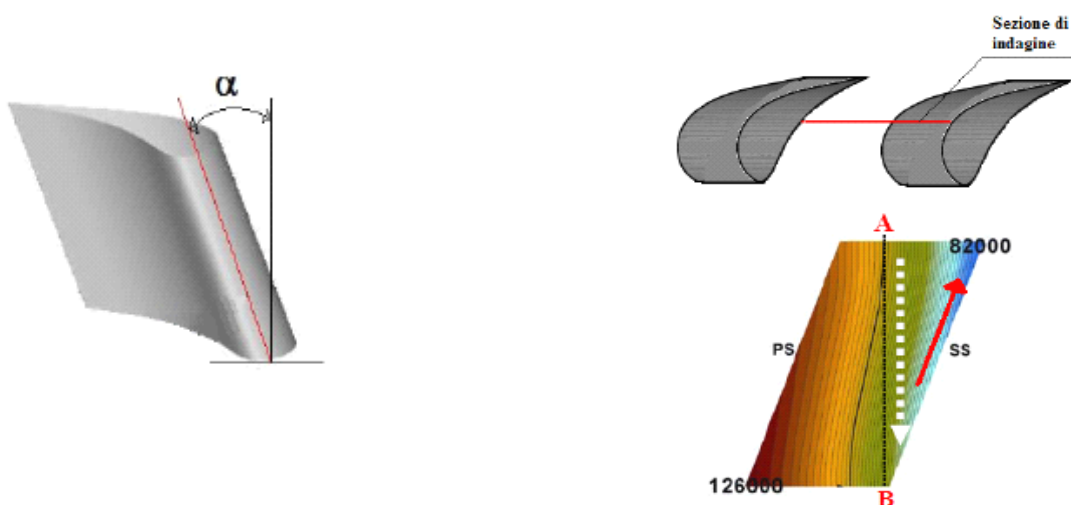


Figura 2.6: Pala leaned (sinistra) e campo di pressione in una sezione blade to blade ad $x/b = 0.3$ (destra)

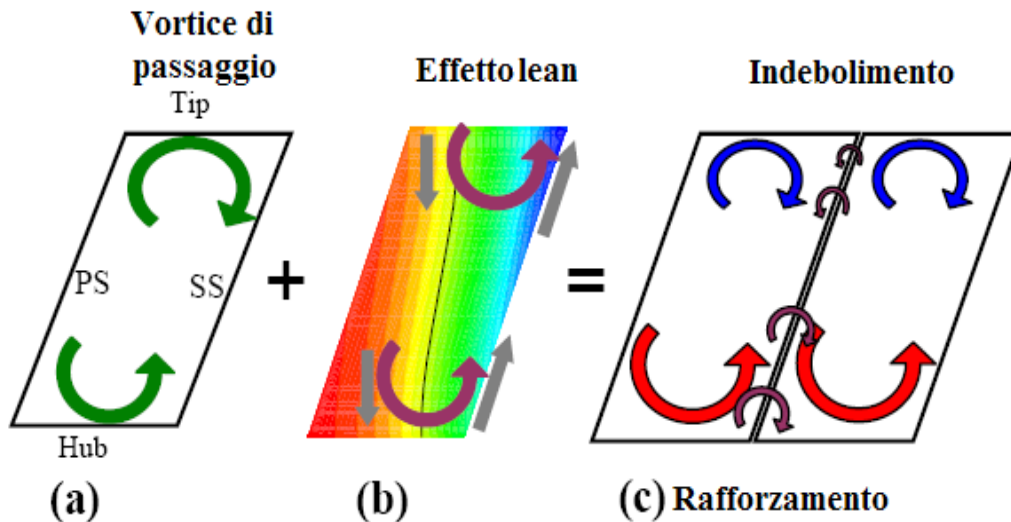


Figura 2.7: Effetto delle correnti indotte dal leaning sui vortici di passaggio

L' albero della turbina è realizzato in acciaio forgiato ed è sorretto da cuscinetti a strisciamento a lubrificazione idrodinamica alle cui estremità presenta due cuscinetti in metallo bianco e tenute in grafite per ridurre eventuali trafiletti di olio. Per garantire la prova di diverse configurazioni di schiere è stato costruito in modo tale che la parte centrale si possa sostituire facilmente per il montaggio di nuovi profili. Per il precedente progetto RECORD l'albero era stato allungato per consentire l'alloggiamento degli iniettori nell' apposito anello EWG (*Entropy Wave Generator*) a monte dello statore costruito su misura per simulare la presenza dei combustori posti circolarmente a monte dello statore. Nella pagina successiva in Figura 2.8 è possibile vedere una sezione della macchina per capire la collocazione degli iniettori.

La turbina è collegata ad un generatore di potenza, il quale all'occasione può fungere anche da motore soprattutto nella fase di avviamento della macchina dove sarebbe necessaria una grande potenza per muovere il rotore della turbina. Durante le nostre prove dopo la fase di avviamento è sempre servito ad esercitare una coppia frenante agendo quindi come un regolatore di giri immettendo potenza alla rete elettrica.

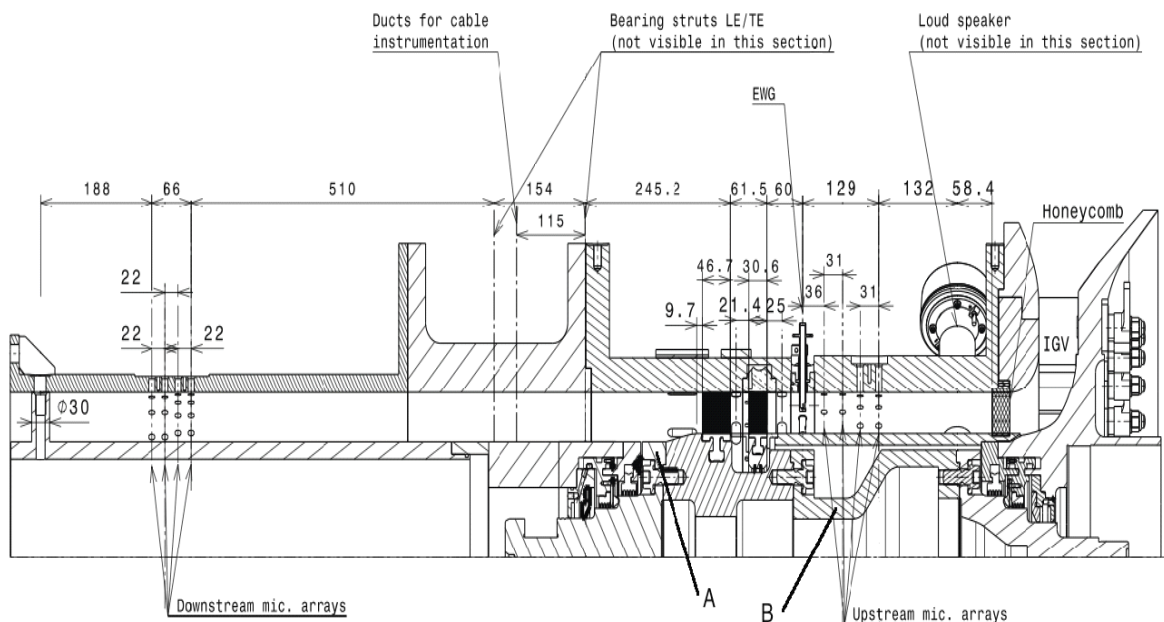


Figura 2.8: Sezione della macchina assiale

La potenza nominale è di 400 kW e la tensione di alimentazione è di 600 V. Interposto, come nel compressore, c'è un riduttore di giri a quattro assi paralleli e ruote ad ingranaggi elicoidali, visibile in figura 2.9.

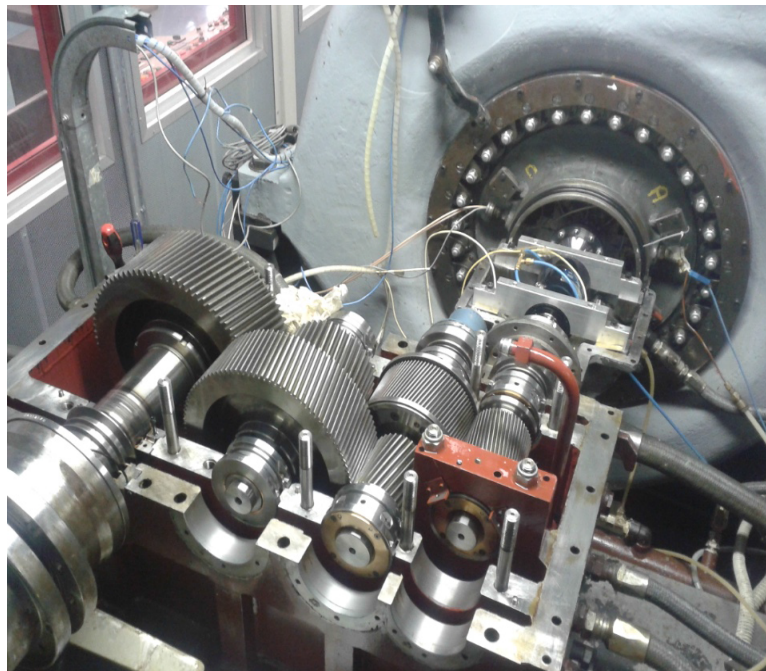


Figura 2.9: Moltiplicatore di giri della turbina

La misura del numero di giri si ottiene grazie ad un pickup posto sull'albero, mentre quella di coppia trasmessa al generatore di corrente è affidata ad un torsionmetro interposto.

2.1.1.4 Circuito olio

Il circuito dell'olio è composto da un condotto principale e da due secondari: il primo permette la lubrificazione dei cuscinetti a strisciamento e degli ingranaggi del moltiplicatore di giri, il secondo si occupa dei cuscinetti dei torsionometri.

2.1.1.4.1 Circuito olio principale

Il circuito considerato è vitale per la sopravvivenza dell'impianto e se dovesse venire a mancare l'olio anche solo per pochi secondi si avrebbero dei gravi danni, dovuti soprattutto alla mancanza del meato tipico della lubrificazione idrodinamica che provocherebbe un contatto diretto metallo-metallo. L'olio ha anche la funzione di asportare calore dai componenti fondamentali e allo stesso tempo delicati quali sono i cuscinetti. Molto pericoloso è anche l'arresto contemporaneo delle macchine a fluido con il circuito dell'olio, in quanto l'inerzia dell'impianto implica un ritardo al completo stop che è proporzionale alla velocità di rotazione delle macchine.

L'olio è raccolto in un serbatoio di raccolta dalla capacità totale di 3000 litri, e da qui prelevato attraverso una pompa primaria (POP) alimentata da un motore elettrico trifase 4 KW e inviato agli scambiatori di calore. Oltre alla POP, sono presenti anche una pompa ausiliaria (POA) che garantisce il funzionamento in caso di sovraccarico e una pompa di emergenza (POE), che entra in funzione in caso di mancanza di corrente elettrica dell'impianto. Questa pompa viene alimentata da una turbina mossa dall'aria di servizio garantendo la circolazione dell'olio. Per mantenere le caratteristiche viscosive e chimiche ottimali, l'olio deve lavorare in un range compreso tra i 30°C e i 50°C e questo si ottiene in fase di avvio dell'impianto attraverso determinate resistenze da 15 kW collocate all'interno del serbatoio di raccolta, mentre durante il funzionamento la temperatura è

regolata facendolo passare all'interno di due scambiatori. Quindi nella fase di avvio è necessario attendere che l'impianto vada a regime prima di poter procedere con l'acquisizione. Per quanto riguarda i cuscinetti a strisciamento, rappresentano una delle parti più delicate dell'impianto ed è necessario preservarli anche dalle impurità contenute nel lubrificante: per questo motivo vengono utilizzati dei filtri in grado di filtrare particelle fino a 15 µm di diametro per eliminare tutte le impurità che potrebbero essere nocive per le parti più delicate dell'impianto.

E' presente inoltre un sistema di estrazione dei fumi che svolge le seguenti funzioni:

- espellere i vapori di olio che si formano durante il funzionamento del banco TC dall'ambiente di lavoro;
- aiutare il demulsione dell'aria disciolta nell'olio;
- depressurizzare il serbatoio facilitando il ritorno dell'olio dai cuscinetti dopo che è stato utilizzato, limitando così i trafiletti attraverso le tenute.

2.1.1.4.2 Circuito olio secondario

Questi circuiti sono due e sono gemellari. Hanno lo scopo di lubrificare i cuscinetti a rotolamento dei torsiometri. Si tratta di un circuito aperto, l'olio è contenuto in un recipiente, dal quale viene prelevato attraverso un sistema di pescaggio, miscelato con l'aria a formare un'emulsione grazie ad un nebulizzatore e inviato al torsiometro attraverso tubazioni di plastica. Tutto il circuito è alimentato attraverso l'aria di servizio ed è previsto un riduttore di pressione per una precisa regolazione della portata.

2.1.1.5 Circuito acqua

Il circuito dell'acqua ha la funzione sia di raffreddare l'aria in uscita dal compressore che l'olio in uscita dal rispettivo serbatoio, prima che arrivi agli organi da lubrificare. Poiché la temperatura dei due fluidi da raffreddare è abbastanza simile, si utilizza acqua prelevata dallo stesso circuito. Le utenze da servire sono ovviamente gli scambiatori di calore e mediante la linea di ritorno l'acqua viene fatta confluire in una torre evaporativa, posta all'esterno dell'edificio, per dissipare il calore assorbito negli scambiatori. L'acqua è mossa da una pompa centrifuga (PHP) comandata da un motore elettrico asincrono trifase da 7.5 kW.

Il circuito non è da ritenersi critico quanto il circuito dell'olio, poiché una brusca interruzione della circolazione dell'acqua determina un innalzamento della temperatura del fluido primario che determina un cambiamento delle condizioni della prova ma non il danneggiamento dell'impianto. L'invio di olio a temperatura maggiore della nominale ai cuscinetti è meno grave rispetto a non inviarne totalmente e si stima che con una mancanza di acqua si riesca comunque ad arrestare il banco prova senza danneggiare alcun componente. Non sono necessari così tutti quei componenti ridondanti di sicurezza che invece sono presenti nel circuito dell'olio.

2.1.1.5.1 Scambiatori di calore

Gli scambiatori di calore hanno lo scopo di raffreddare il fluido di lavoro e l'olio di lubrificazione. Lo scambiatore S1 detto primario è costituito da un cilindro all'interno del quale ci sono una serie di tubi in ottone dentro ai quali scorre l'aria di processo. All'interno di questi tubi sono collocati dei profili alettati in alluminio per aumentare la superficie di scambio termico e conseguentemente l'efficacia dello scambio convettivo. All'esterno dei tubi scorre l'acqua di raffreddamento. Si tratta sostanzialmente di uno scambiatore a flussi incrociati.

Lo scambiatore S2, a valle del primario, ha un'efficienza minore ma con perdite di carico inferiori. I due scambiatori olio-acqua SOH1 e SOH2 sono uguali, del tipo a controcorrente, di potenza nominale di circa 78 kW ciascuno.

Gli scambiatori S1 e S2 hanno il compito di portare l'aria del circuito principale alla temperatura di 30/50°C, mentre SOH1 e SOH2 devono raffreddare l'olio fino a 30°C circa, in questa prova l'obbiettivo è mantenere la temperatura dell'aria il più vicino possibile a 50°C perchè sarà la condizione di monte da noi scelta.

Per mantenere la temperatura di taratura, gli scambiatori si affidano a delle speciali valvole TIC, le quali variano la portata di acqua entrante negli scambiatori al fine di scambiare più o meno calore.

Un opportuno capillare rileva la temperatura del fluido da controllare (aria o olio) e trasmette tale segnale alla centralina della valvola, la quale elabora tale dato e provvede a comandare l'apertura o la chiusura della valvola TIC, variando la portata di acqua al fine di raggiungere la temperatura impostata. La movimentazione della valvola è possibile grazie l'alimentazione dell'aria compressa.

2.1.1.6 Strumentazione di controllo e di misura

Esistono tre sistemi distinti che provvedono a sorvegliarne il regolare funzionamento dell'impianto data la sua complessità e i limitati tempi di intervento. Al verificarsi di situazioni fuori progetto compiono opportune operazioni prestabilite, questi sistemi sono il quadro elettromeccanico, il software che gestisce il funzionamento del banco prova e l'operatore che ne governa il funzionamento.

Questi sistemi sono collegati ad un gran numero di strumenti di misura che permettono il rilevamento delle principali grandezze termodinamiche e meccaniche tra i principali indichiamo: termostati e termocoppie, pressostati, manometri e trasduttori di pressione, torsionometri, sensori di prossimità e pickup. Quindi le grandezze che vengono misurate sono la temperatura, la pressione, le vibrazioni, il numero di giri e la coppia. A parità di grandezza da misurare, gli strumenti utilizzati variano a seconda dell'oggetto su cui deve essere effettuata la misura, dalle condizioni al contorno, dal grado di precisione della misura e anche dall'utilizzo che se ne vuole fare nonché dallo spazio a disposizione.

2.1.1.6.1 Quadro elettromeccanico e pulpito di comando

La funzione del quadro elettromeccanico è quella di permettere l'azionamento e il controllo di tutti quei dispositivi di tipo elettromeccanico che intervengono nel funzionamento del banco prova TC. Il quadro è posto all'interno di un armadio nella cui parte esterna vi sono una serie di segnalatori luminosi (verdi e rossi) e di interruttori a pulsante, che permettono l'accensione o lo spegnimento dei vari componenti dell'impianto.

L'armadio viene alimentato dalla tensione di 380 V derivata da un quadro posto in un grosso armadio ubicato all'ingresso del laboratorio LMF. Gli interruttori vengono chiamati blindosbarre di rete, la quale viene trasformata poi in 48 V o 24 V per il funzionamento dei vari relè; su un'altra linea rimane a 380 V per l'alimentazione delle utenze di potenza (pompe, resistenze, ecc...). Gli altri componenti del quadro sono i relè ad azionamento manuale o automatico, relè ad azionamento solo automatico, interruttori manuali, indicatori, fusibili di protezione e altri componenti. Al quadro arrivano i segnali provenienti dai pressostati e dai termostati presenti nell'impianto; questi segnali azionano i vari relè che chiudono o aprono i vari circuiti elettrici a seconda della logica presente.

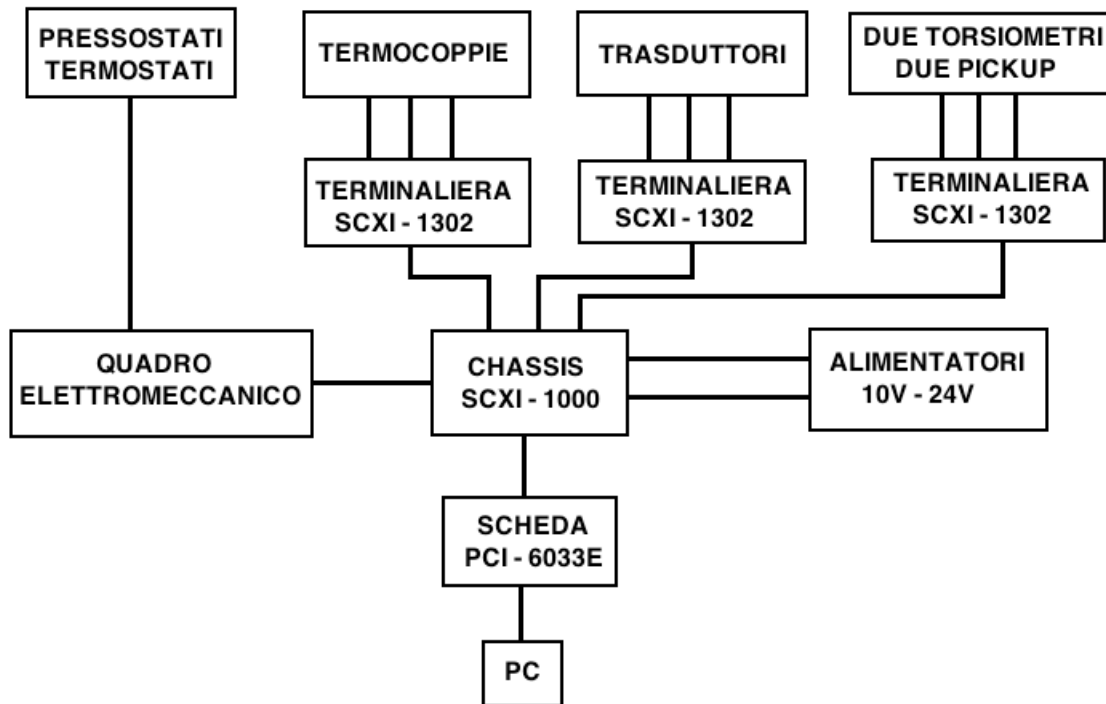


Figura 2.10: Schema della strumentazione

All'esterno del quadro vi sono una serie di interruttori a pulsante, che comandano l'accensione manuale dei vari componenti dell'impianto, e degli indicatori luminosi per il monitoraggio del funzionamento delle varie parti. Il quadro elettromeccanico ha anche la funzione di garantire il consenso dell'avvio dell'impianto al pulpito dei comandi dove senza il consenso del quadro non si avvierebbe l'impianto. Il pulpito di comando consente l'accensione dei motori collegati alla macchina centrifuga e a quella assiale, permette di scegliere se utilizzare il motore elettrico della macchina assiale come generatore di corrente elettrica o generatore di potenza meccanica.

Nel pulpito di comando sono presenti i due potenziometri per la regolazione della velocità di rotazione delle due macchine e degli indicatori analogici che mostrano il valore della corrente, tensione che sta circolando nelle armature di ogni motore e la velocità di rotazione degli alberi.

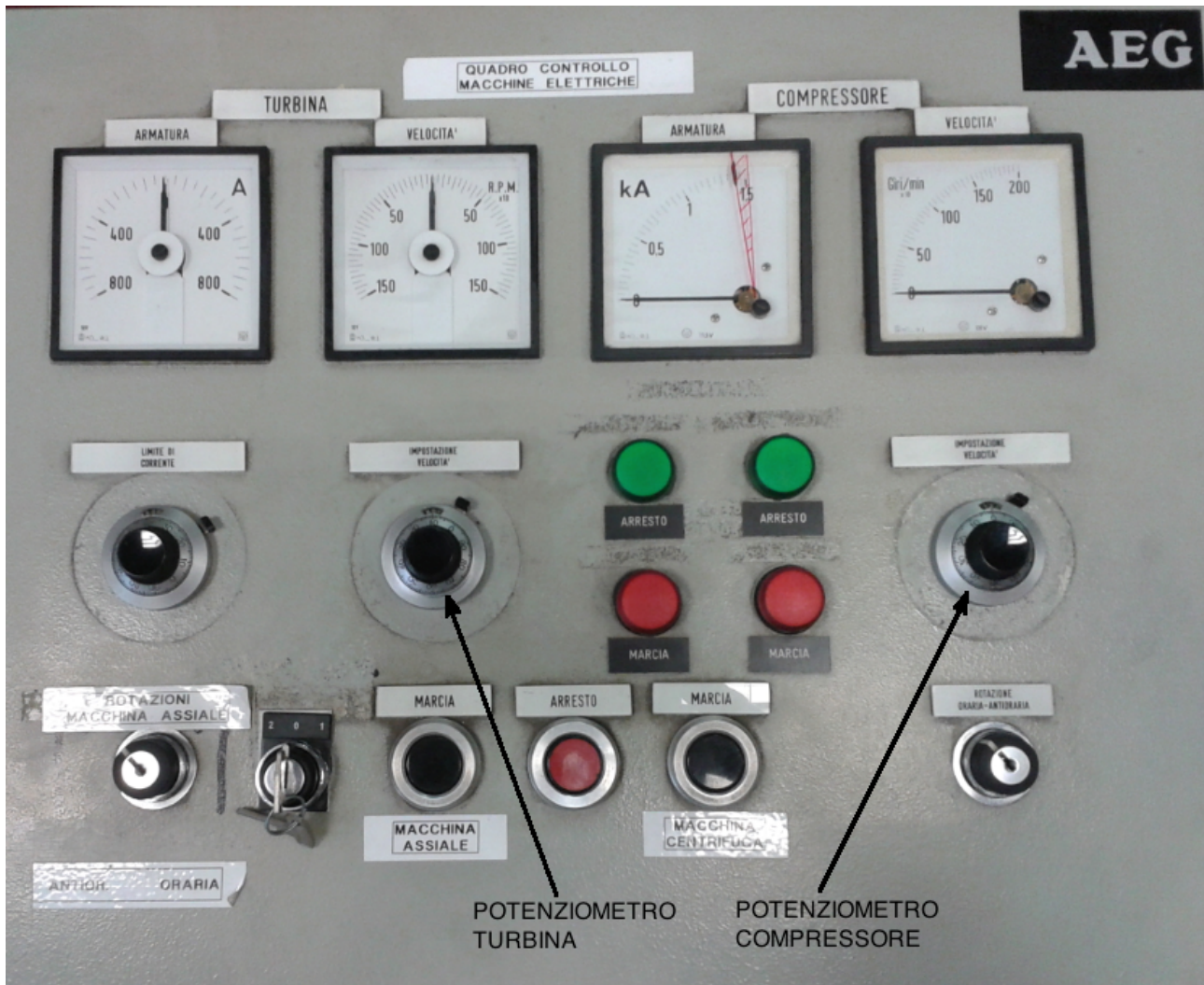


Figura 2.11: Pulpito comandi

2.1.1.7 Misure di temperatura

La temperatura costituisce una delle grandezze fisiche fondamentali per le analisi e la sua rilevazione viene effettuata in molti punti dell'impianto, con strumenti di diversa tipologia. Le termocoppie sono i sensori principali del banco prova TC; vengono utilizzati nelle misure dell'aria nel circuito principale, dell'olio e dell'acqua in varie posizioni. Sono caratterizzati da una buona affidabilità di funzionamento, da una buona precisione e dal costo contenuto.

Il loro funzionamento si basa sull'effetto Seebeck: all'interno di un circuito formato da due conduttori elettrici di diverso materiale, sottoposti ad un gradiente di temperatura, si instaura una differenza di potenziale, questa viene poi convertita in temperatura assumendo approssimativamente lineare l'andamento della temperatura quello del voltaggio. Tutte le tensioni provenienti dalle termocoppie vengono, ad ogni ciclo di acquisizione, elaborate istantaneamente e visualizzate su monitor attraverso LABVIEW per avere una panoramica sullo stato termodinamico delle parti. Nell'impianto vengono utilizzate termocoppie di tipo T, cioè giunto di rame-costantana con un range di misura compreso tra -200 e 400. L'unico punto debole delle termocoppie consiste nella loro estrema delicatezza. Per tale motivo si utilizzano delle termocoppie inserite in apposite guaine di acciaio inox che però hanno lo svantaggio di provocare un sensibile ritardo nella misura.



Figura 2.12: Termocoppia tipo T

2.1.1.8 Misure di pressione

La pressione è una grandezza fisica molto importante da rilevare, sia per eseguire le operazioni di controllo sull'impianto, sia per la fase sperimentale. Il tipo di sensori che dominano l'impianto sono quelli piezoresistivi *Kulite*, che sfruttano la piezoresistività del silicio cioè si ottiene una variazione del valore di resistenza elettrica a causa dell'applicazione di una tensione meccanica. Il sensore è composto da due lati: uno attraverso una membrana è posto a contatto con il fluido di cui si vuole misurare la pressione, mentre l'altro lato è messo in comunicazione con l'atmosfera, misurando così una pressione relativa cioè come differenza tra quella atmosferica e quella del fluido di interesse.

Per il funzionamento è necessario fornire un ingresso in tensione continua e un sistema che elabori il segnale in uscita per ottenere il dato fisico.

Nell'impianto è necessario misurare anche la portata circolante attraverso un venturimetro che sfrutta una differenza di pressione tra due sezioni distinte (ingresso e gola), per questo uso viene invece adottato un trasduttore differenziale.

Similmente al rilevamento delle temperature, sono collocati direttamente sull'impianto in alcuni punti particolarmente significativi dei manometri per la visualizzazione visiva immediata della pressione nel circuito dell'olio. I manometri utilizzati sono a *tubo di Bourdon*. Oltre a questo tipo è anche presente un manometro differenziale sul filtro dell'olio per la segnalazione dell'eventuale intasamento per sporcizia. Successivamente verrà illustrato il manometro che abbiamo aggiunto in questo lavoro dove ha lo scopo di salvaguardare una parte dell'impianto.

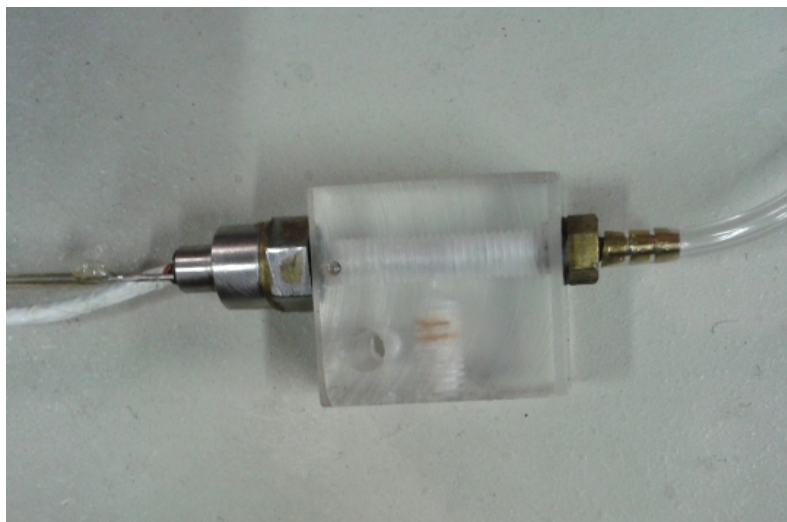


Figura 2.13: Trasduttore di pressione Kulite

2.1.1.9 Misura delle vibrazioni

Lo strumento per misurare le vibrazioni è un *Bently Nevada abbastanza datato*, è composto da sensori di prossimità, condizionatore di segnale e dai monitor analogici di visualizzazione. I sensori di prossimità rilevano la distanza relativa alla superficie dell'albero mediante il principio delle correnti parassite permettendo di stimare la posizione radiale e assiale dell'albero. Le onde elettromagnetiche generate da una bobina alimentata in corrente alternata, investono la superficie, inducono delle correnti parassite le quali a loro volta influenzano il campo emittente del sensore; in base alla variazione di intensità del segnale di ritorno si ricava l'informazione sullo spostamento. Su ogni macchina sono collocati due sensori disposti a 90° per ogni cuscinetto in modo da ricavare la posizione media del centro dell'albero rispetto al cuscinetto. In più ve ne è uno in direzione assiale per un totale di 7 sensori per macchina. È possibile impostare un valore di soglia, raggiunto il quale si ha l'arresto automatico del funzionamento delle macchine grazie all'invio del segnale di non consenso motori al quadro elettromeccanico. Questa funzione è stata disattivata in passato per consentire il funzionamento senza continui arresti, ed è tuttora disattivata.

2.1.1.10 Misura del numero di giri

Il numero di giri del compressore e della turbina viene misurato grazie ad un sensore che rileva una variazione del campo magnetico causata da una chiavetta posta sulla circonferenza dell'albero in esame quando esso ruota. Si ha così una variazione del segnale di riferimento che idealmente passa da 10 V a 0 V. Andando a contare i picchi generati di questa onda quadra in un determinato intervallo di tempo si può determinare la velocità angolare del rotore. La frequenza di campionamento per questa grandezza deve essere molto alta per l'alta velocità con cui si intervallano i picchi dell'onda.

2.1.1.11 Sistema di acquisizione dati

Il sistema di acquisizione ha la funzione di monitorare a video il corretto funzionamento del banco prova, di acquisire i dati e di verificare i valori delle grandezze termodinamiche per consentire di raggiungere le condizioni di funzionamento ideali per la determinata prova sperimentale da effettuare. Esso lavora in parallelo al quadro elettromeccanico, affiancandosi ad esso per garantire una maggiore sicurezza come detto precedentemente. Il sistema di acquisizione è composto da:

- gli alimentatori dei vari trasduttori di pressione. Essi sono dei convertitori AC-DC che forniscono in output un determinato valore di tensione; questo valore è scelto in base ai limiti massimi imposti dai trasduttori. Vi sono 2 alimentatori: uno con uscita a 10 V e uno a 24 V;
- la scheda di acquisizione dati con i suoi componenti accessori che hanno il compito di acquisire le grandezze in uscita dagli strumenti sotto forma di variazioni continue di millivolt e di trasmetterle al software convertite in un segnale digitale in bit per la loro elaborazione. La scheda di acquisizione è una PCI-6033E della *National Instruments* ed è collegata ad una piattaforma per il condizionamento del segnale (la SCXI) alla quale, attraverso le terminaliere, arrivano i segnali dai vari strumenti di misura;
- un PC con installato il software *LabView* e il tool *Measurement & Automation Explorer* per il controllo dei vari canali.

Caratteristiche scheda PCI-6033E	
Numero di canali	64
Risoluzione	16 bit
Frequenza massima di acquisizione	100 kHz
Input range	da $\pm 0,1$ a ± 10 V
Digital I/O	8

Tabella 1 :Caratteristiche scheda di acquisizione

Per la fase di monitoraggio, lettura, e acquisizione era stato scritto in linguaggio Lab View un programma apposito per il banco TC che è tuttora utilizzato. Questo programma ha come file principale *Main BANCO TC.vi* e una volta avviato si collega alle varie subroutine.

Le principali subroutine sono:

1. *impianto.vi* che ci permette di scegliere quale configurazione di impianto adottare e di impostare il valore soglia del numero di giri della turbina;
2. *zeri.vi* che attiva la procedura per la determinazione degli zeri dei trasduttori di pressione;
3. *monitoraggio.vi* che riporta la schermata da avere durante il funzionamento dell'impianto, sulla quale figurano i valori delle grandezze dell'impianto, eventuali segnalazioni di allarmi e i tasti per la funzione "acquisisci punto" e "stop monitoraggio".

Il programma crea automaticamente un file storico nel quale sono memorizzati tutti i valori delle grandezze acquisite. Viene creato inoltre un secondo file con tutte le grandezze misurate nello specifico punto scelto durante il monitoraggio.

2.2. Modifiche dell' impianto

Per poter avere una differenza di temperatura il più alta possibile tra il flusso dopo l' iniezione e quello indisturbato sono state fatte delle modifiche all' impianto.

Queste riguardano la parte di alimentazione dei vari iniettori e dell' EWG (l'Entropy Wave Generator) che verrà descritto brevemente nel seguito. Per quanto riguarda l' alimentazione degli iniettori abbiamo tolto 7 iniettori su 11 per ridurre la portata di aria da riscaldare e quindi innalzare sempre più la temperatura di iniezione secondo la relazione:

$$Q = m * C_p * \Delta T \quad (2)$$

Questa è stata l' unica alternativa avendo a disposizione una potenza massima per riscaldare il flusso di 4,5 KW. Si poteva ulteriormente diminuire la portata dell' EWG diminuendo la pressione di alimentazione ma questo procedimento si era già preso in considerazione nel lavoro di tesi precedente dove una diminuzione di pressione rispetto a 1 bar altererebbe l' uniformità del getto iniettato con il flusso principale.

Quindi come prima operazione abbiamo svitato i 7 porta iniettori posti circonferenzialmente a monte dello statore e successivamente abbiamo realizzato 7 viti in ottone per chiudere i fori.



Figura 2.14: Vite per foro porta iniettore

Come si può vedere il filetto della vite è stato coperto dal nastro di teflon per evitare trafileamenti del flusso verso l' esterno della cassa.

Successivamente dei 4 iniettori rimasti abbiamo chiuso i fori di ingresso dell' aria fredda con dei viti a brugola e in uno abbiamo inserito una sonda tipo T per monitorare più precisamente la temperatura di iniezione del flusso all' interno della cassa.

Infine i 7 tubi di aria fredda tolti li abbiamo cortocircuitati tra di loro, verificando che non ci fossero perdite d' aria.

Nel seguito è possibile vedere la disposizione dei 4 iniettori e l' asola per l' inserimento della slitta porta sonda.

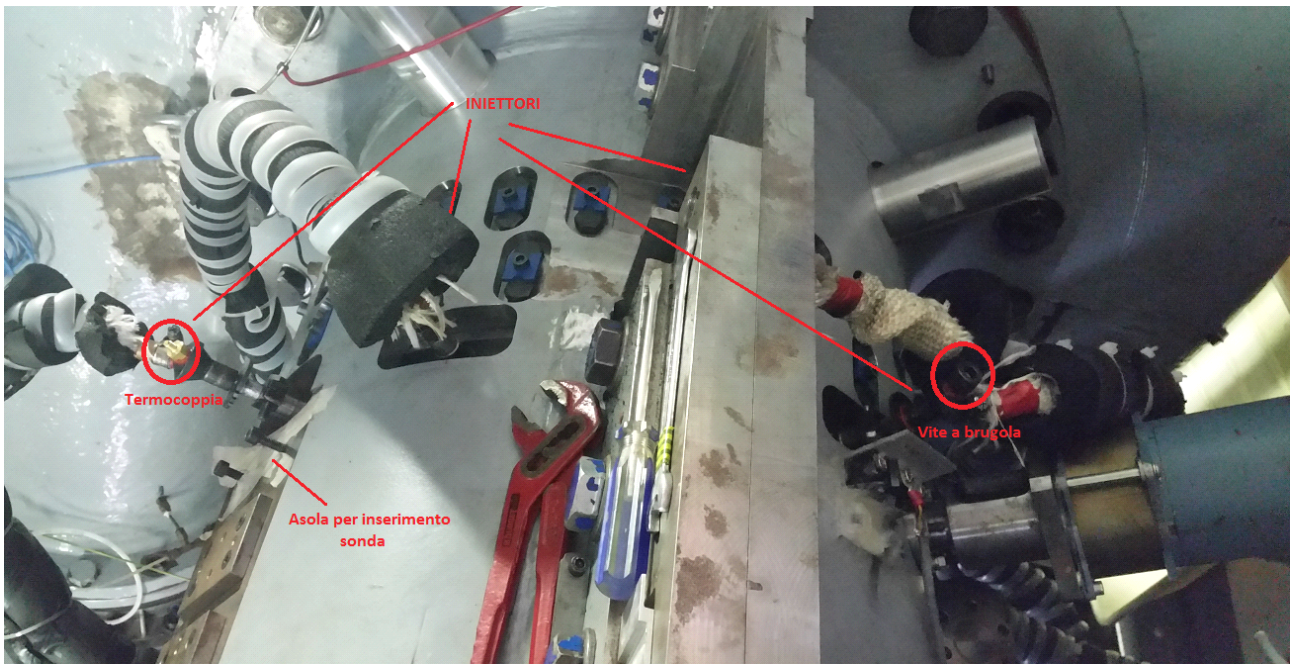


Figura 2.15: Cassa turbina assiale

Un'ulteriore modifica è stata fatta per aumentare l'estensione dell'asola dove ruota l'anello EWG. Per avere un passo angolare di misura più ampio possibile avendo a disposizione un passo angolare della finestra di $16,63^\circ$, considerando $0,5^\circ$ di gioco ($16,13^\circ$), con un passo delle pale statoriche di $16,36^\circ$. Inoltre abbiamo notato che i porta iniettori una volta avvitati nella cassa non erano perfettamente radiali quindi riducevano il passo della finestra allora abbiamo fresato le parti estreme dell'asola raggiungendo il nostro scopo con un passo utile con il gioco di $17,1^\circ$.

Infine l'ultima modifica che abbiamo apportato a metà lavoro di tesi è stata l'aggiunta di un manometro dentro la sala di controllo per essere certi che a monte del sistema EWG ci fosse aria per garantire il corretto funzionamento delle resistenze evitandone la loro rottura.



Figura 2.16: Manometro per pressione a monte EWG

2.3. Sistema di alimentazione iniettori (EWG)

Il sistema che alimenta i vari iniettori EWG (entropy Wave Generator) è stato realizzato da SMC PFA. Questo permette di riprodurre i fenomeni causati dal combustore sia in termini di vorticità che di entropia.

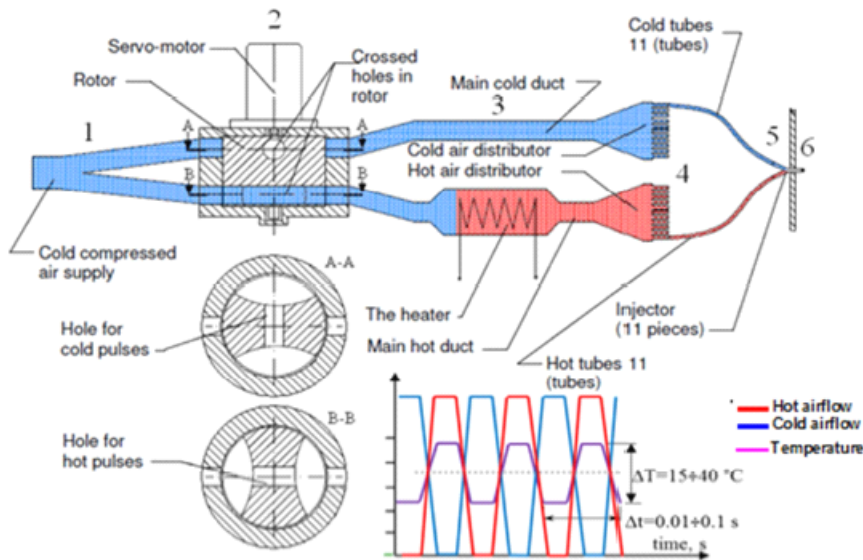


Figura 2.17: Schema del principio di funzionamento dell' EWG

2.3.1 Principio di funzionamento

L'aria compressa necessaria per l'alimentazione dell'EWG è prelevata dalla linea di servizio del LMF, dove è disponibile ad una pressione di 80 bar. Tramite un pulpito di comando posto all'interno della sala di controllo si imposta il valore di pressione desiderato e un riduttore di pressione presente sulla linea a 1,5" regola la portata da inviare direttamente all'EWG.

L'aria compressa viene suddivisa in due rami, uno freddo e uno dove successivamente viene riscaldata attraverso delle resistenze. Un servomotore elettrico fa muovere il rotore che genera un flusso alternato.

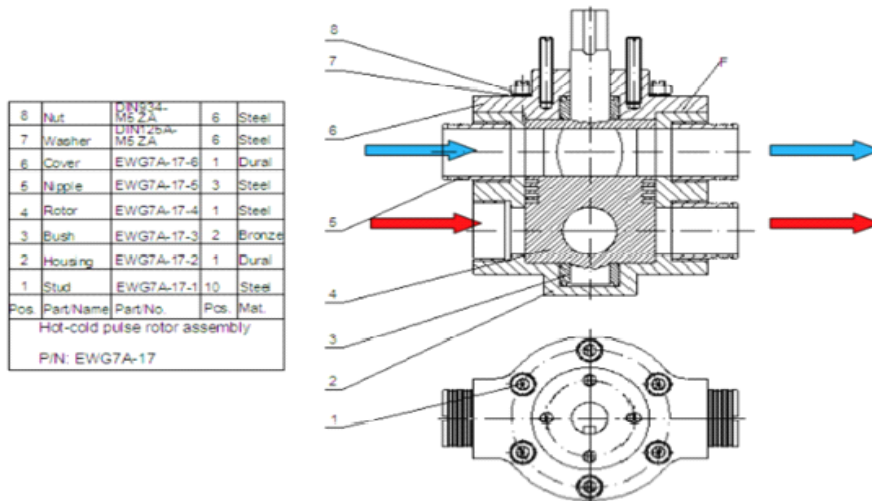


Figura 2.18: Schema rotore EWG

Sul rotore sono presenti due fori sfasati di 90° che alternativamente bloccano o permettono il passaggio dell'aria. Esso è costituito da tre resistenze ricavate da pistole termiche disposte in serie, ognuna è in grado di fornire una potenza termica di 1,5 KW. Le resistenze possono essere accese contemporaneamente fino a raggiungere una potenza complessiva di 4,5 KW.

	Posizione I	Posizione II
Resistenza 1 (controllata)	1000W	1500W
Resistenza 2	1500W	
Resistenza 3	1500W	1000W

Tabella 2 : Regolazione resistenze EWG

La frequenza del getto pulsato caldo-freddo risulta essere legata alla frequenza del motore f secondo la relazione:

$$F_{h-c} = (n + m) * f \quad (3)$$

dove n è il numero dei fori destinati al ramo freddo e m al ramo caldo; nel nostro caso sia n che m sono uguali a 1. Successivamente ciascun ramo d'aria viene suddiviso attraverso un distributore conico di 11 getti (polipo), i quali sono convogliati in tubi in teflon e successivamente inviati ai vari iniettori.

Per il nostro lavoro abbiamo considerato solo il caso stazionario cioè abbiamo bloccato il rotore dell'EWG in una posizione che ostacola il passaggio dell'aria fredda e permette il passaggio dell'aria calda nel foro inferiore. Il caso con flusso alternato verrà approfondito nel prossimo lavoro di tesi.

2.3.2 I componenti della sistema EWG

2.3.2.1 Strumenti per il controllo del flusso

Sull'apparecchio EWG può essere imposta una velocità di rotazione massima di 5000 rpm, per quanto riguarda la temperatura il valore massimo dipende da una serie di fattori tra i quali: tipologia

di materiali impiegati dei tubi e degli iniettori nonché il grado di coibentazione dei tubi stessi. Delle tre resistenze solo una può essere regolata cioè una termoresistenza posta all' uscita dei riscaldatori retroaziona il segnale misurato ad un controllore regolandone la temperatura intorno al valore desiderato, le altre non sono regolate ma semplicemente è possibile solo spegnerle o accenderle.

Vi è una serie di manometri e flussometri in ingresso sul lato freddo che permettono di misurare sia la portata sia la pressione circolante nell' EWG.

Nella pagina seguente è possibile vedere i vari indicatori digitali di temperatura, portata volumetrica e velocità di rotazione dell' apparato EWG.

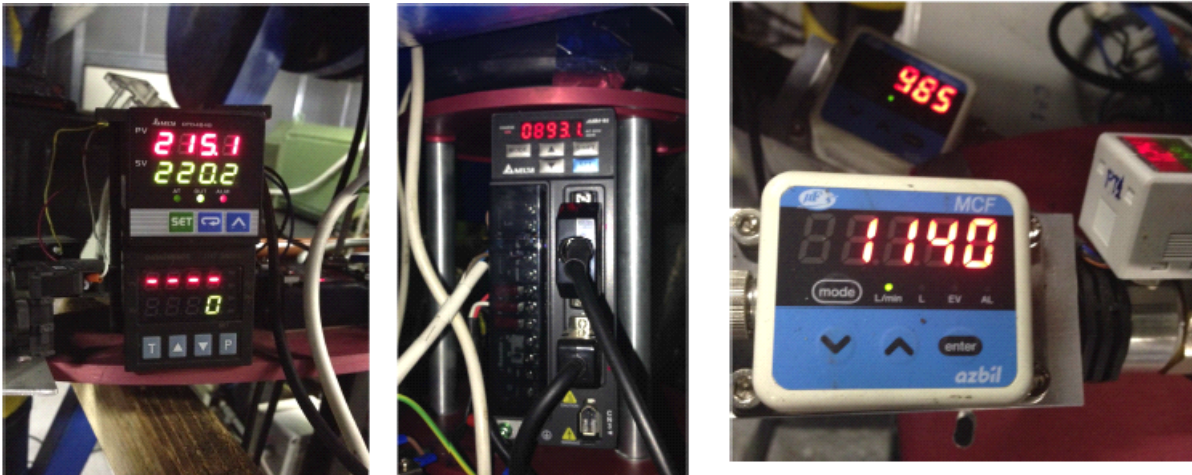


Figura 2.19: Regolatori di temperatura e velocità di rotazione (sinistra) e flussometro (destra)

2.3.2.2 Tubi caldi e freddi

Sia i tubi caldi che quelli freddi sono realizzati in politetrafluoroetilene (PTFE) il cui punto di fusione è 327 °C; questo materiale è adatto per sopportare bene anche le pressioni coinvolte nelle prove sperimentali condotte (max 5bar).

Per limitare la dispersione del calore, i tubi caldi sono stati rivestiti prima con fibra di ceramica e, successivamente, con uno strato di materiale coibentante spesso 19 mm. Al fine di ripartire equamente la portata sui tubi ed aver un'ugual perdita di carico distribuita è necessario che questi siano tutti della stessa lunghezza.

2.3.2.3 Iniettori

L'immissione dei getti provenienti dall'EWG all'interno del Banco Prova HS, è realizzata mediante 11 iniettori fissati sulla circonferenza esterna della cassa della turbina che presentano le seguenti caratteristiche geometriche:

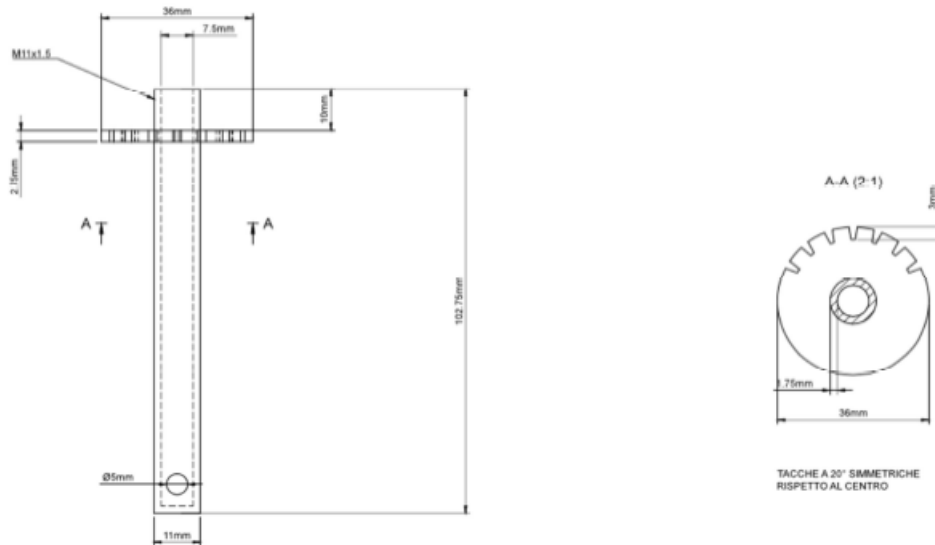


Figura 2.20: Disegno iniettore

Sulla corona esterna di ogni iniettore sono presenti 7 cave, di cui quella centrale e allineata con l'asse del foro; questo accorgimento consentirà la corretta orientazione del getto, una volta inserito l'iniettore nella cassa.

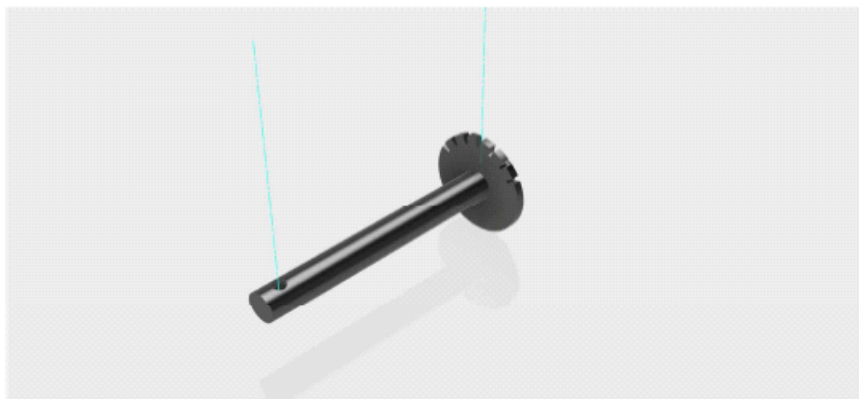


Figura 2.21: Regolazione iniettore

La scelta del numero degli iniettori è legata alla presenza di una schiera statorica della turbina composta da 22 palette; questo rapporto 2:1 permette uno studio CFD (*Computational Fluid Dynamics*) più agevole.

Il flusso in uscita dai distributori conici, convogliato verso l'impianto tramite i tubi descritti nel paragrafo precedente, attraversa una camera di miscelamento prima di confluire nell'iniettore. La tenuta dei tubi sulla camera è garantita da portagomma in ottone e dall'utilizzo di una guarnizione silconica.

Gli iniettori sono vincolati su un anello porta-iniettori (anello EWG) posto all'interno della cassa della turbina, situato a monte dello statore. La posizione circonferenziale dell'iniettore può essere variata in quanto l'anello EWG è collegato ad un motore elettrico che ne permette la rotazione.

Il getto va iniettato nella stessa direzione del flusso in ingresso nello statore della turbina del Banco Prova HS cioè assiale. Sapendo che l'asse del foro è parallelo alla cava di regolazione centrale, per garantire una corretta orientazione dell'iniettore abbiamo usato un dispositivo che sfrutta l'ortogonalità: tra la direzione radiale e quella assiale.

In direzione radiale, l'asse del foro deve essere a 15 mm dal raggio al tip delle pale statoriche; In direzione tangenziale esso è ad 1/3 del passo paleare, verso il 'dorso', tale posizione è

stata scelta durante le fasi di definizione del progetto RECORD, come compromesso tra l'essere sicuri di non trovarsi all'interno dello strato limite o dei flussi secondari e l'averne un effetto di scia non troppo accentuato.

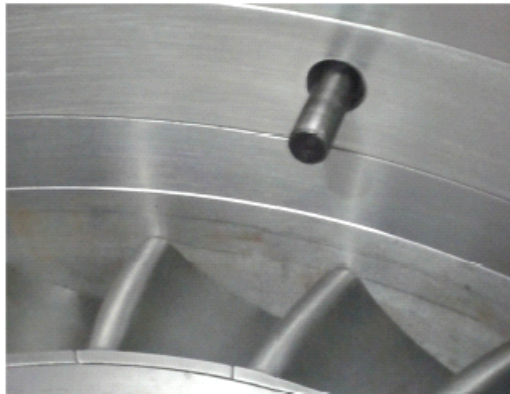


Figura 2.22: Vista dell'iniettore all'interno della cassa

Capitolo 3

Misure

3.1. Strumenti di misura

Per fornire una caratterizzazione termo-fluido dinamica del flusso a monte e a valle statore è necessario studiare la temperatura e la pressione.

Per le misure di queste due grandezze è previsto l'inserimento di un elemento sensibile all'interno del flusso (sonda di pressione o micro termocoppia), con un'inevitabile interazione del flusso stesso nella zona limitrofa. Il disturbo causato è tanto maggiore quanto maggiore è la dimensione del corpo immerso ed il numero di Mach.

In questo paragrafo vengono descritti gli strumenti utilizzati per misurare queste due quantità: due micro termocoppie ed una sonda cinque fori.

3.1.1. Misure di temperatura

Per questa ricerca si è deciso di usare una termocoppia tipo K già esistente in virtù delle buone caratteristiche dinamiche, dell'ampio range di temperature misurabili e della semplicità con cui può essere movimentata. Per contro la temperatura misurata è di tipo relativo, rendendo necessaria la presenza di un giunto di riferimento a temperatura ambiente.

3.1.1.1. Principio di funzionamento

La termocoppia viene realizzata giuntando una coppia di conduttori di natura differente in un punto (giunto caldo), immerso nel fluido di cui si vuole misurare la temperatura; all'altra estremità dei conduttori (giunto freddo) viene rilevata la differenza di potenziale. La forza elettromotrice ES che si genera, dipende dalla costante di Seebeck α_{A-B} e dalla differenza di temperatura tra i due giunti secondo la legge:

$$dE_s = \alpha_{A-B} \cdot dT \quad (4)$$

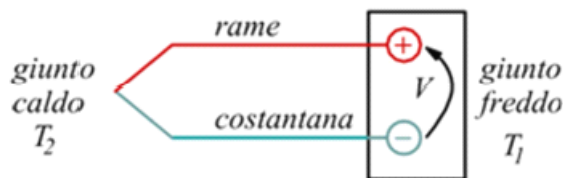


Figura 3.1: Schema termocoppia

Ogni termocoppia ha una sua costante di tempo τ , che da informazioni sulle caratteristiche dinamiche dello strumento; questa può essere valutata secondo la relazione:

$$\tau = \frac{\rho \cdot C_p \cdot D}{4 \cdot h_c} \quad (5)$$

Dove ρ e C_p rappresentano la densità media ed il calore specifico medio dei materiali che costituiscono il giunto, h_c è il coefficiente di scambio termico globale, D è il diametro della termocoppia. Si può notare dalla formula che la costante di tempo dipende non solo dalla geometria della termocoppia ma anche dalle proprietà del flusso. Il giunto caldo inoltre può trovarsi direttamente nell'ambiente di misura, nel caso in cui si lavori con fluidi non corrosivi/aggressivi; oppure può essere ricoperto da una guaina rigida, che funziona anche da protezione contro correnti parassite indotte che altererebbero la misura, ma a discapito di un tempo di risposta superiore. Nella costruzione delle termocoppie ci sono molti aspetti da sottolineare che, se trascurati portano ad errori non trascurabili. I principali errori che insorgono nelle termocoppie sono:

- calore trasferito dallo stelo al giunto caldo per radiazione
- calore trasferito per conduzione lungo lo stelo
- conversione di energia cinetica a termica negli strati limite attorno alla termocoppia
- calore trasferito dagli strati limite alla giunzione per convezione.

Per ovviare a questi errori ci sono alcune formule analitiche che vengono usate nella pratica ottenendo dei risultati soddisfacenti.

3.1.1.2 Micro termocoppia

Nello specifico le misure di temperatura sono state effettuate con una micro termocoppia: la scelta di questa tipologia è stata determinata in base alla necessità di un tempo di risposta più breve possibile.

Le prove sperimentali da noi condotte vengono effettuate con aria, non sono presenti né agenti chimici né fenomeni di combustione, pertanto si sceglie la prima configurazione del precedente paragrafo.

Il tempo di risposta di una termocoppia dipende dalla dimensione del giunto caldo: quindi per acquisire variazioni di temperatura ad alte frequenze è necessario che il giunto caldo sia molto sottile. Quelle messe a disposizione dell' laboratorio LMF sono quella di tipo T e quella tipo K. Abbiamo scelto la seconda in quanto hanno una sensibilità circa uguale (tipo T: $48,2 \mu\text{V}/^\circ\text{C}$ e tipo K: $41 \mu\text{V}/^\circ\text{C}$) ma risulta essere più veloce rispetto a quella di tipo T perché ha una guaina che ricopre il giunto di un diametro molto minore quindi presenta meno inerzia termica.

Il materiale di questa micro termocoppia è Chromel (Ni-Cr) + Alumel (Ni-Al) con un range di temperature da -200°C a 1260°C e un diametro del giunto di $0,25 \text{ mm}$ e risulta essere una delle più economiche e disponibile sul mercato negli ambienti ossidanti o inerti. Prima di procedere con le varie prove abbiamo verificato il funzionamento della micro termocoppia utilizzando un tester campione. Non è servito nessun tipo di taratura in quanto il cavo prolunga che unisce la sonda alla scheda di acquisizione è costituito dagli stessi materiali del giunto caldo, se fosse diversamente dovevamo procedere con la taratura perché si avevano delle cadute di potenziale diverse lungo il circuito. Di seguito viene riportata la micro termocoppia tipo K utilizzata:

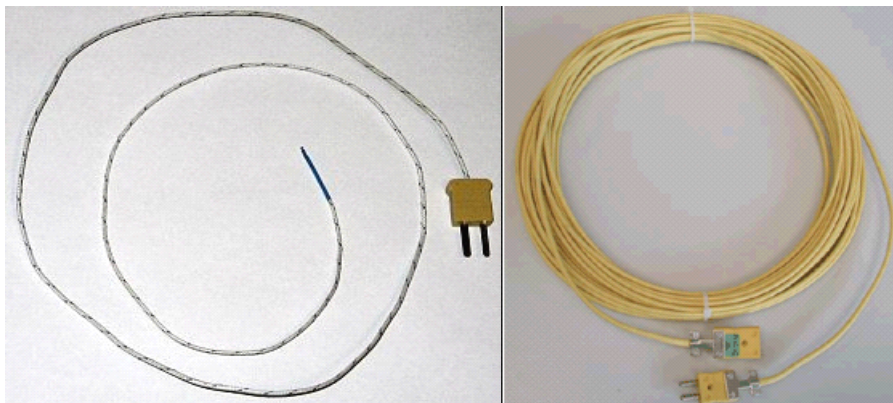


Figura 3.2: Termocoppia tipo T

3.1.2 Costruzione stelo per micro termocoppia a monte statore

Nella prima fase di misurazione del campo di temperatura a monte statore abbiamo usato una micro termocoppia inserita in uno stelo che era già stata usata in passato. Questo si è rilevato un problema: infatti dopo l'elaborazione dei dati si poteva vedere una scia di calore lungo la sonda, questo è dovuto alle alte temperature che lo stelo veniva a contatto (circa 200°C) nell'affondamento e la conseguente conduzione lungo questo. Quindi quando il giunto superava il punto di massima temperatura risentiva ancora del calore proveniente per convezione dalle pareti dello stelo. Un primo tentativo è stato quello di allargare il foro in prossimità del giunto per far confluire più aria e quindi non permettere che questa stagnasse all'interno innalzando la temperatura.

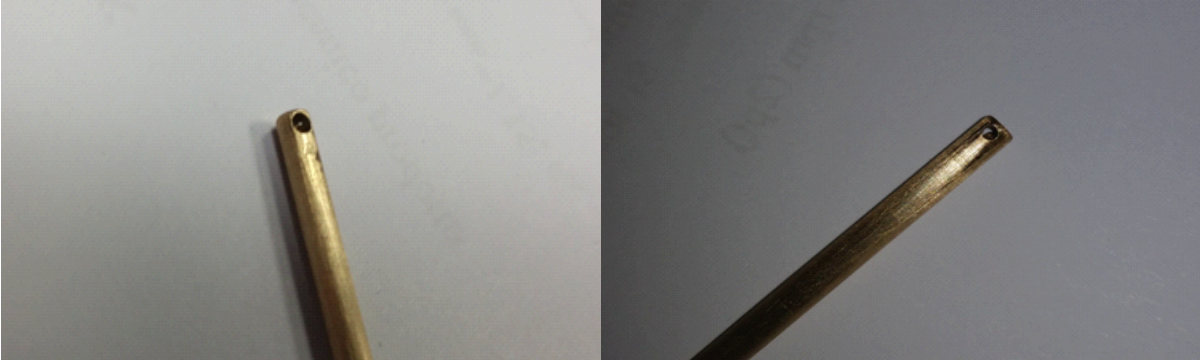


Figura 3.3: Stelo termocoppia a monte statore

Dalle elaborazioni non abbiamo visto nessun evidente miglioramento quindi abbiamo deciso di tagliare la parte dello stelo dove è presente il foro e quindi lasciar esposto il giunto liberamente nel flusso.



Figura 3.4: Stelo termocoppia aperto

Anche in questo caso abbiamo riscontrato solo piccoli miglioramenti che quindi ci hanno spinto a costruire una nuova sonda lasciando perdere quella finora impiegata. Nelle prove fatte fino all'impiego della nuova sonda abbiamo anche variato il tempo di attesa tra uno punto di misura e il successivo perché pensavamo che la scia di calore fosse un problema legato anche al tempo di risposta della micro termocoppia. Di seguito si riportano i risultati trovati fino alla realizzazione della nuova sonda.

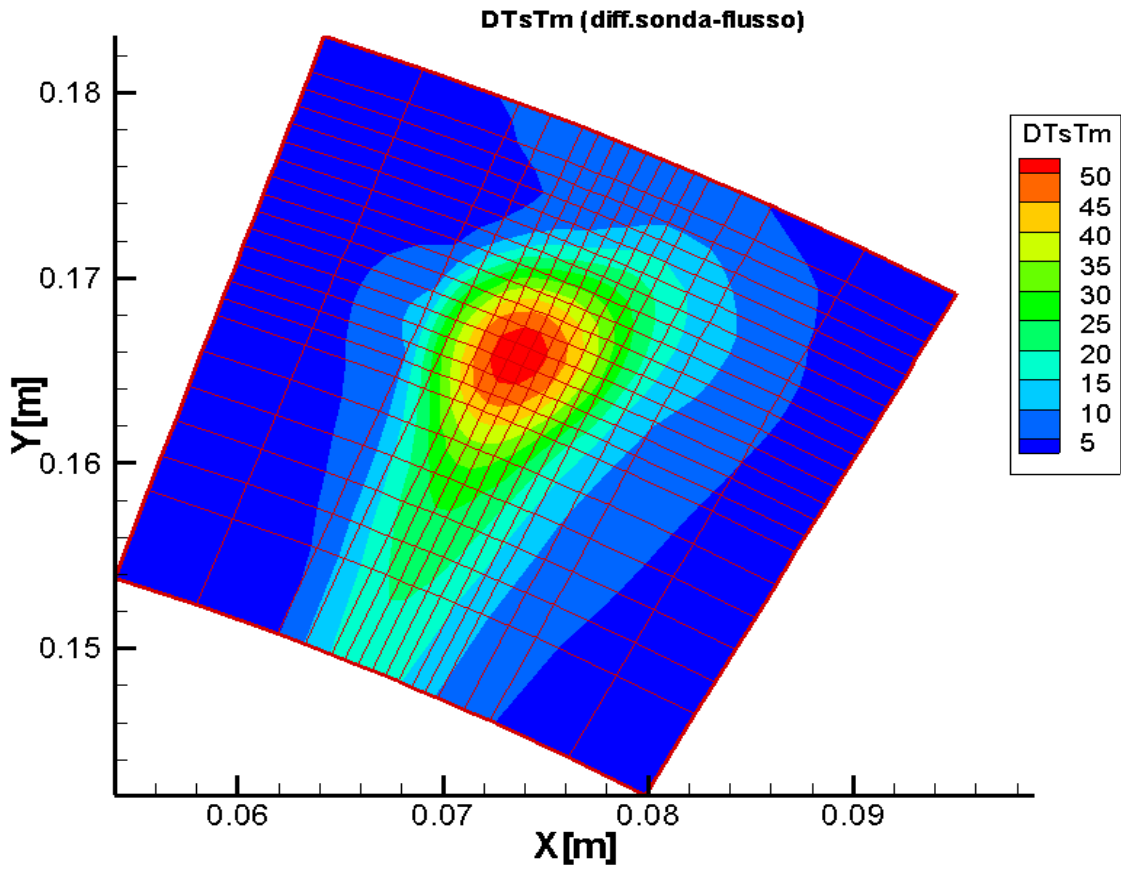


Figura 3.5: Differenza temperatura sonda e monte senza modificare il foro e con un tempo di attesa di 1s

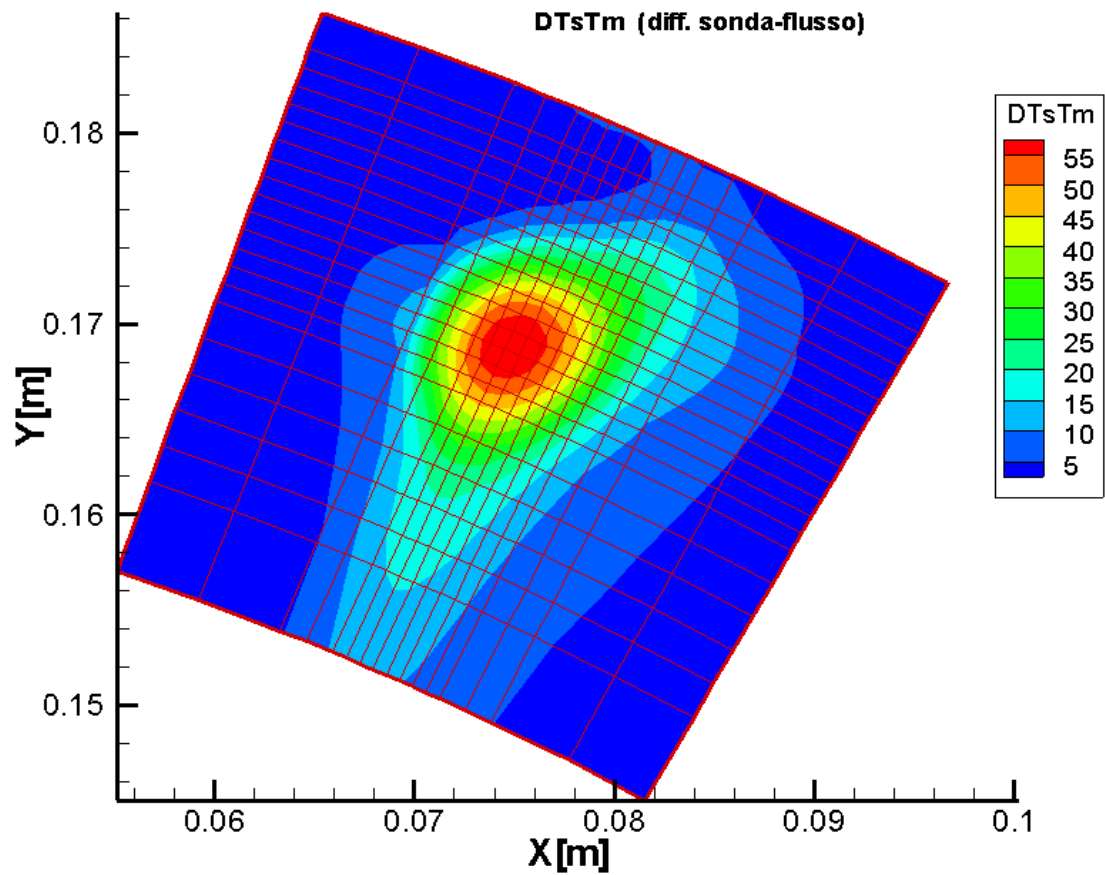


Figura 3.6: Differenza temperatura sonda e monte modificando il foro e con un tempo di attesa di 5s.

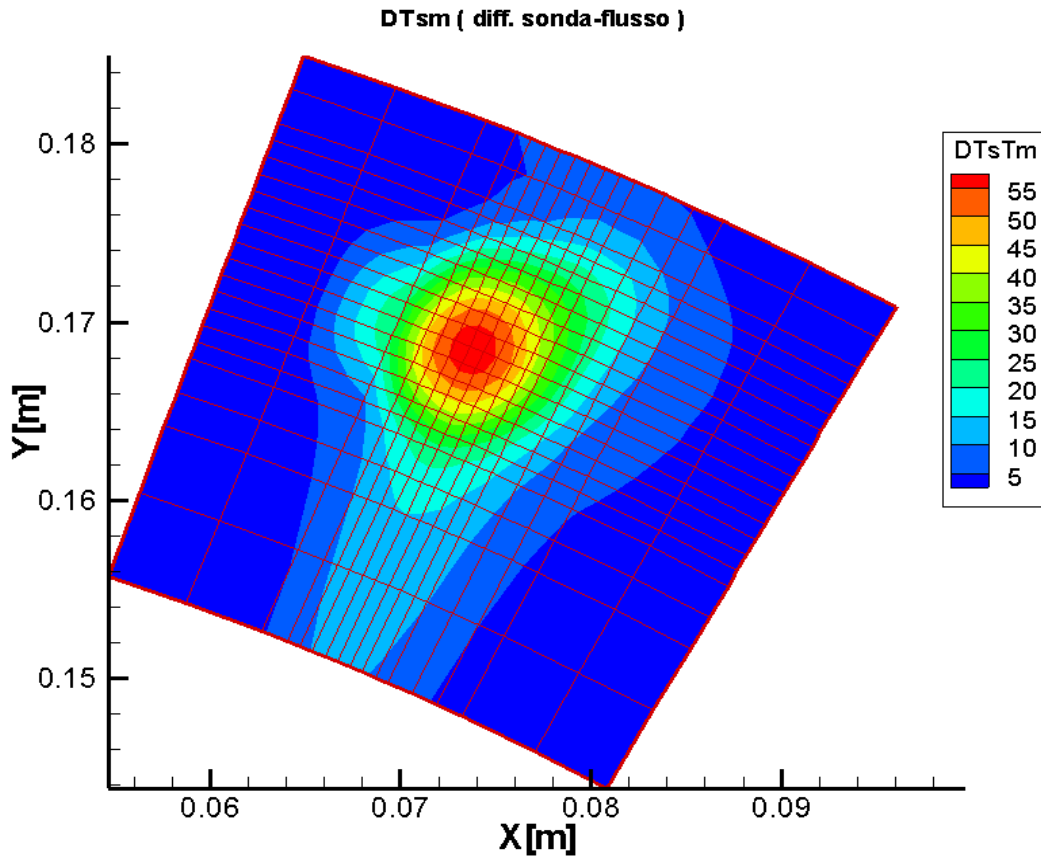


Figura 3.7: Differenza temperatura sonda e monte con stelo aperto e un tempo di attesa di 3s.

Come si può vedere da queste tre figure siamo riusciti ad avere solamente un minimo miglioramento e così abbiamo deciso di costruire una nuova sonda aperta all' estremità con interposto tra lo stelo di acciaio inox e il filo della micro termocoppia un tubicino di ceramica con lo scopo di isolare la micro termocoppia dal calore proveniente dallo stelo di acciaio e quindi evitare questa scia di calore. Inoltre abbiamo introdotto un fattore perché in questo caso abbiamo il giunto caldo esposto nel flusso che rileva una temperatura statica più una frazione di quota cinetica specifica ($\frac{V^2}{2 \cdot C_p}$), dipendente dal *recovery factor* della termocoppia.

$$r_f = \frac{T_{mis} - T_s}{T_t - T_s} \quad 0.75 \leq r_f \leq 0.99 \quad (6)$$

T_{mis}: temperatura rilevata dalla termocoppia;

T_s: temperatura statica;

T_t: temperatura totale;

La temperatura totale viene quindi determinata attraverso una stima del recovery factor.

Dalla temperatura totale è possibile risalire a quella statica attraverso la seguente equazione del flusso isoentropico.

$$\frac{T_t}{T} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} \cdot M^2 \quad (7)$$

Questa correzione l' abbiamo applicata all' interno del programma Lab View, aggiungendo un blocco dedicato al recovery factor, così facendo i dati in uscita da esso che verranno

successivamente elaborati con Fortran saranno già corretti di questo fattore. La nuova sonda riportata di seguito ha le seguenti caratteristiche:

Dimensione caratteristica	mm
Diametro stelo inox	4
Lunghezza stelo inox	450
Diametro stelo ceramica	2,1
Lunghezza stelo ceramica	180

Tabella 3: Dimensioni caratteristiche sonda a monte



Figura 3.8: Sonda di temperatura nuova per acquisizione a monte statore



Figura 3.9: Giunto caldo

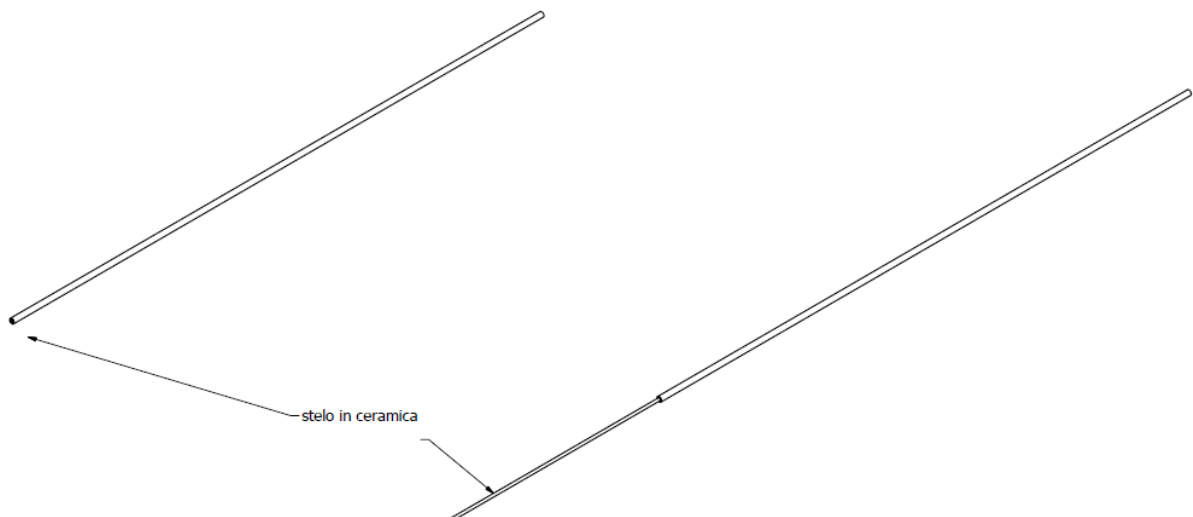


Figura 3.10: Complessivo sonda

Come si può vedere dalla Figura 3.9 per fissare il giunto caldo al centro dello stelo abbiamo aggiunto della pasta siliconica (pasta rossa), questa modifica nel corso delle prove è portato a

lavorare con un tempo di attesa di 5s nelle zone prossime al getto caldo per l' elevata inerzia termica che questa pasta causava al giunto caldo.

3.1.3. Costruzione stelo per micro termocoppia a valle statore

In questo paragrafo verrà illustrato lo stelo della sonda che andrà montata a valle statore una volta terminate le prove a monte. In questo caso abbiamo costruito un nuovo stelo con sbraccio della stessa lunghezza dello stelo della sonda di pressione (5 fori) che sarà montata successivamente per caratterizzare il campo di pressione nella stessa posizione in cui si è caratterizzato il campo di temperatura. Questa sonda è stata costruita al fine di limitare il più possibile l' ingombro complessivo e quindi anche le perturbazioni fluidodinamiche introdotte.

In questo caso misuriamo una temperatura totale perché ci siamo messi in una posizione normale al flusso uscente dal canale palare e quindi non è stato necessario correggere il risultato trovato con il Recovery factor. Di seguito illustreremo la posizione dell' orientazione dello sbraccio della sonda di temperatura che coinciderà con quello di pressione.

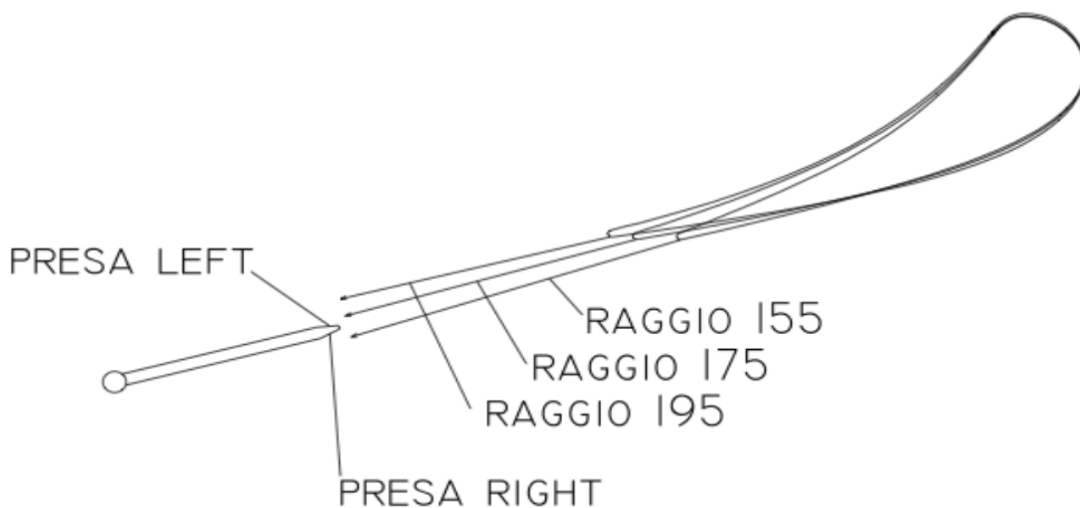
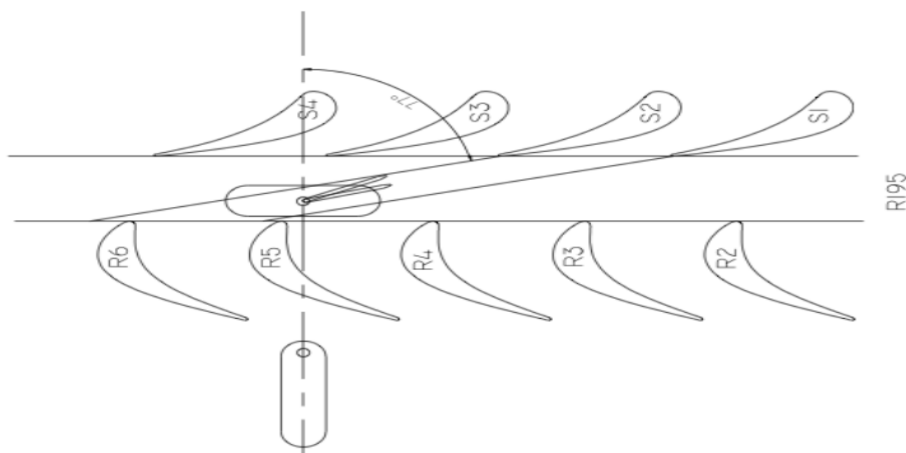


Figura 3.11: Direzione del flusso in uscita statore, intercettando la sonda



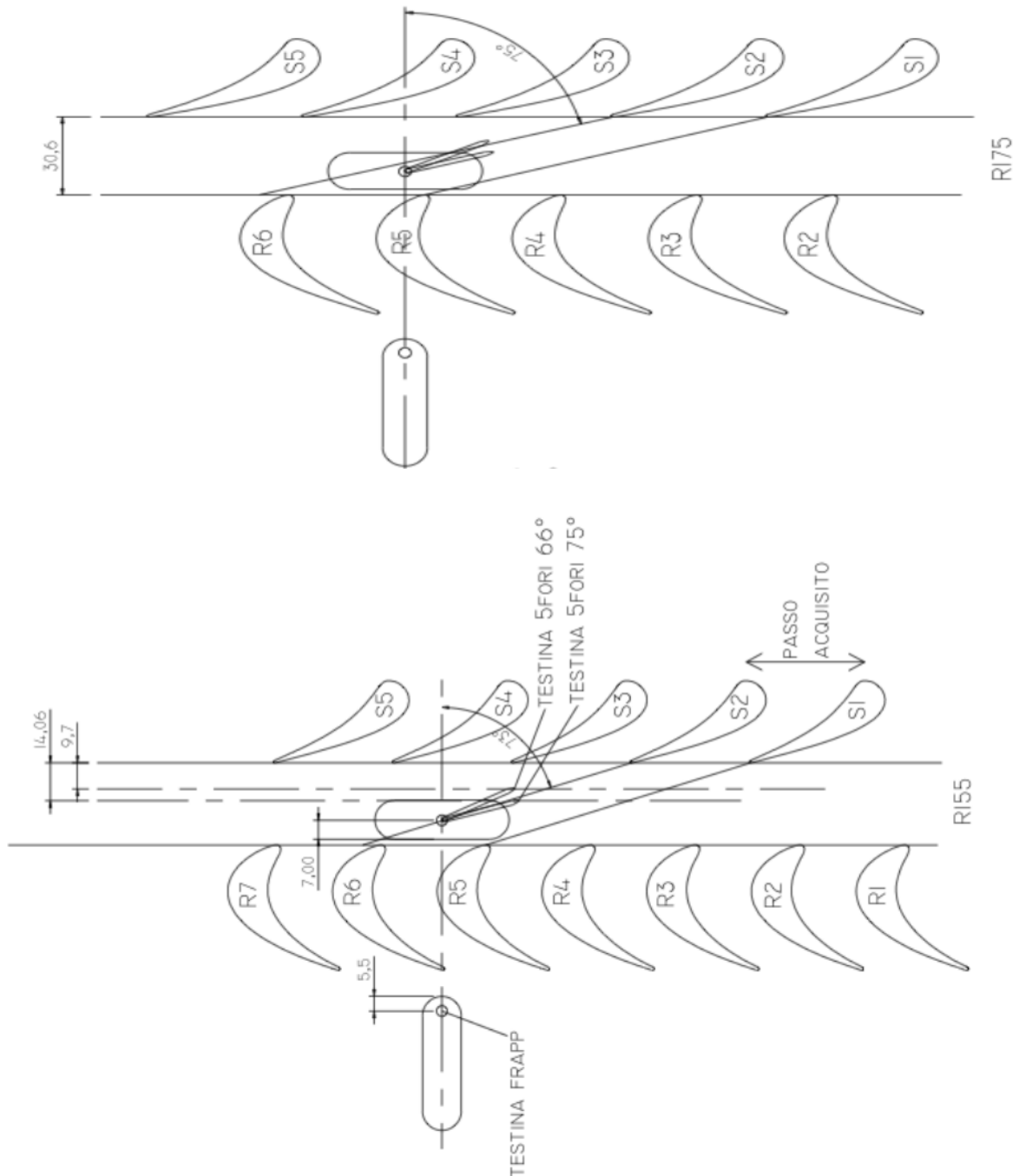


Figura 3.12: Posizione sonda rispetto alla schiera a diversi raggi

Una prima acquisizione è stata fatta con lo sbraccio a 75° rispetto la direzione assiale, in questa posizione il picco di temperatura relativo all' iniezione, quando iniettavamo a metà passo, risultava essere molto spostato a destra rispetto al centro del canale quindi per avere una maggior comprensione del campo di temperatura abbiamo ruotato la sonda di un angolo pari a 66° cioè con la testa più vicina al *trailing edge* permettendoci di avere il picco di temperatura a metà canale palare avendo una maggior comprensione del campo stesso. Di seguito illustreremo le foto della sonda di temperatura che abbiamo costruito

Dimensione caratteristica	mm
Diametro stelo	8
Lunghezza stelo	450
Lunghezza sbraccio	30,2
Diametro foro frontale	1
Diametro sbraccio	1,4

Tabella 4: Dimensioni caratteristiche sonda a valle



Figura 3.13: Sonda di temperatura a valle dello statore

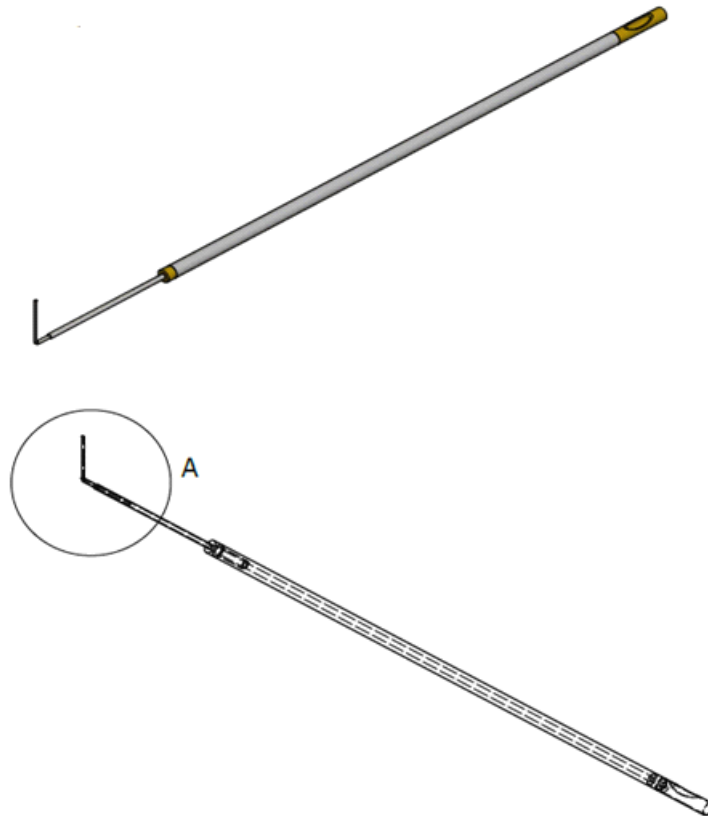


Figura 3.14: Vista isometrica sonda a valle statore

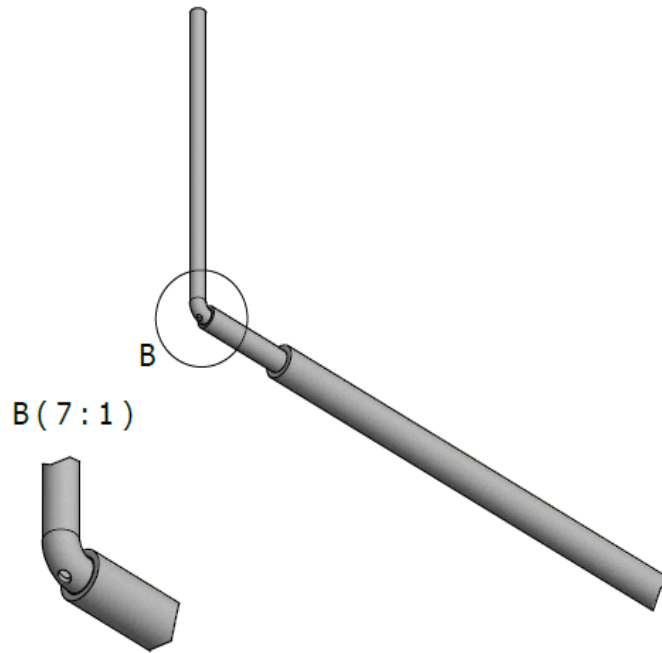


Figura 3.15: Vista per forellino dello sbraccio

Come si può vedere dalle viste appena illustrate questa sonda è caratterizzata dall' avere una parte di ottone all' estremità posteriore della sonda dove si può vedere un' asola. Questa è fondamentale per il cablaggio dei cavi della micro termocoppia: infatti abbiamo preferito saldare i cavi di prolungamento con quelli sottilissimi della micro termocoppia (50µm) perché dovevamo inserire la sonda nel rispettivo porta sonda come illustrato in figura 3.16 e non dalla parte dello sbraccio che risultava essere impossibile. Così facendo abbiamo facilitato le future operazioni di smontaggio e rimontaggio.

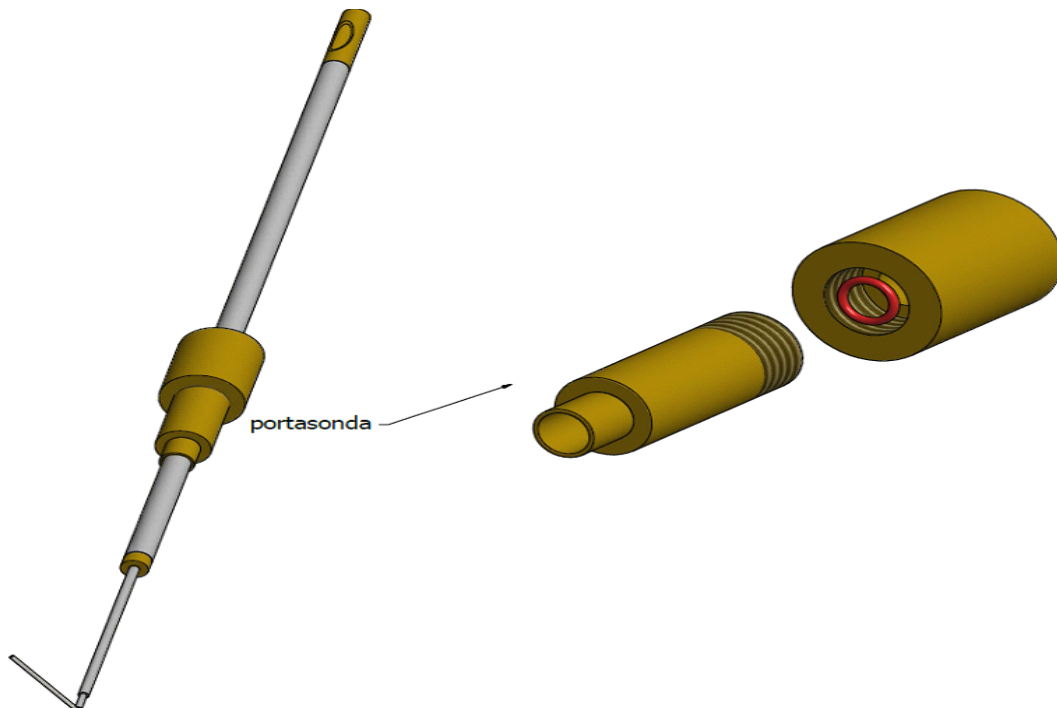


Figura 3.16: Assemblaggio sonda di temperatura valle statore

Dalla Figura 3.16 è possibile vedere il portasonda dove all' interno dei esso si trova l' anello di gomma O-ring con la funzione di evitare trafilementi di aria lungo lo stelo dello sonda stessa.

Inoltre dalla Figura 3.15 si può vedere il forellino per permettere all' aria che entra dal foro principale di non ristagnare all' interno dello stelo innalzando ulteriormente la temperatura e così alterando il valore esatto. Questo foro non deve essere troppo grosso perché se lo fosse il flusso all' interno non si arresterebbe e quindi sarebbe necessario introdurre il *Recovery factor*, nel nostro caso lo abbiamo realizzato con un diametro di 0,35 mm.

3.1.4. Sonda di pressione a valle statore (5 fori)

Questa sonda ci ha permesso di caratterizzare il flusso tridimensionale a valle statore in modo stazionario. La testina della sonda, come quella di temperatura, è sbracciata e presenta cinque prese di pressione sul cono d' estremità che lo rendono sensibile alle variazioni degli angoli del flusso in un campo abbastanza ampio, oltre alle variazioni di pressione statica e totale.

Lo stelo risulta essere abbastanza rigido in modo da non perturbare il campo di moto ed inoltre è abbastanza sensibile da cogliere i gradienti delle grandezze del flusso.

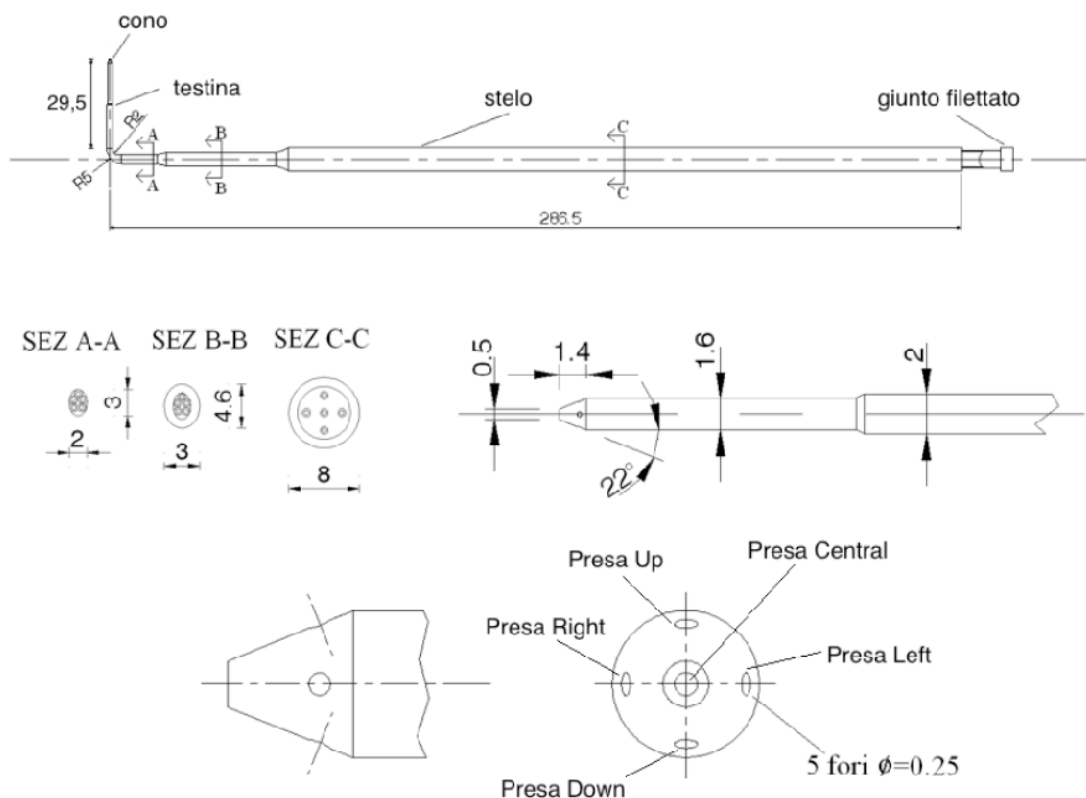


Figura 3.17: Disegno della sonda 5 fori

Da questo disegno si notano le 5 prese di pressione (identificate come prese centrale, left, right, up, down) che percorrono tutto lo stelo fino all' estremità dove è posizionato il trasduttore. Il foro centrale si trova in corrispondenza del vertice del foro, le altre prese sono disposte a 90° sulla superficie del cono. Lo sbraccio ha anche la funzione di porre più a monte la testa della sonda rispetto allo stelo eliminando il problema dell' alterazione del campo di moto a causa di quest' ultimo. Infatti lo stelo presenta un diametro più grosso rispetto allo sbraccio così da alterare l' area di passaggio del flusso. Questa alterazione è tanto più grossa quanto più elevato il numero di Mach, nel nostro caso a valle statore abbiamo valori significativi e quindi l' introduzione di un corpo di dimensioni non trascurabile modificherebbe il campo di moto. In questo caso per evitare trafiletti verso l' esterno dalla cassa abbiamo utilizzato un porta sonda in teflon messo a

disposizione dal laboratorio di LFM. Questo è stato fatto anche per la prima sonda di temperatura a monte statore.

Nella Figura 3.18 è possibile vedere la sonda montata sulla slitta.

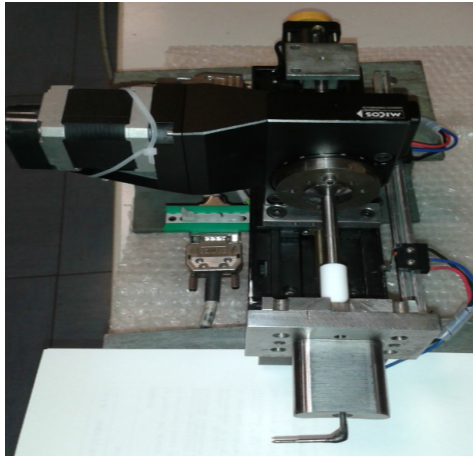


Figura 3.18: Sonda 5 fori montata sulla slitta

Questa sonda, come quella precedente di temperatura, è stata montata all' interno della cassa con particolare riguardo, infatti a causa dello sbraccio abbiamo dovuto impostare un offset per evitare che la testa della sonda nella parte superiore oppure la curva della sbraccio nella parte inferiore dell' affondamento venissero a contatto rispettivamente con la cassa o il mozzo dell' albero causando una rottura di queste. Nel seguito verranno illustrate le griglie di queste sonde con i rispettivi valori di affondamento. La movimentazione della testa della sonda è affidata ai motori posti sulla slitta e una volta ruotata nella direzione del flusso (nel nostro caso come abbiamo visto prima di 66° rispetto alla direzione assiale) si effettuano delle affondate lungo altezza di pala ,segundo delle opportuno griglie, per ogni rotazione dello statore senza cambiare mai l' orientazione della sonda. Acquisendo più valori di pressione contemporaneamente si ha il duplice effetto di avere valori confrontabili e, se opportunamente combinati, di risalire alle grandezze del flusso; di contro non avvengono tutte nello stesso punto ma le distanze delle cinque prese sono così contenute che si può considerare trascurabile l' errore commesso. La differenza tra i valori letti dalle prese *left* e *right* è essenzialmente sensibile alle variazioni dell'angolo di *yaw*, mentre la differenza dei valori delle prese *up* e *down* all'angolo di *pitch*. Data la sensibilità, pressoché modesta, delle prese *up* e *down* all'angolo di *yaw* e delle prese *left* e *right* all'angolo di *pitch* occorre sempre acquisire tutte le prese per risalire ai valori di tali angoli. In uscita quindi la sonda leggerà i seguenti valori di pressione: p_c , p_r , p_l , p_u , p_d , mentre a video si è scelto di stampare convenzionalmente i valori differenziali: p_{tot-ac} , p_{r-ac} , p_{l-ac} , p_{u-ac} , p_{d-ac} dove il pedice "ac" sta per acquisita, combinando quelli letti dalla sonda e la pressione di monte p_{serb} assunta come riferimento:

$$\begin{cases} p_{tot-ac} = p_{serb} - p_c & (8) \\ p_l = p_{serb} - p_l & (9) \\ p_r = p_l - p_r & (10) \\ p_{u-ac} = p_{serb} - p_u & (11) \\ p_{d-ac} = p_u - p_d & (12) \end{cases}$$

dove la p_{tot-ac} non è altro che la pressione acquisita dalla presa centrale riferita alla pressione totale del flusso a monte p_{serb} (misurata dal *tubo di Pitot*) dato che la presa centrale è quella che contribuisce maggiormente alla misura di pressione totale del flusso; le altre quattro misure invece servono per determinare gli angoli del flusso. Inoltre si può ottenere anche l'andamento della

perdita tra il flusso di monte e quello di misura, grazie al fatto che la presa centrale è anche sollecitata dal Δp direttamente connesso. Il campo di taratura angolare della sonda è di $\pm 24^\circ$ in *yaw* e di 18° in *pitch*; risulta chiaro come la testa deve essere il più possibile orientata verso la direzione del flusso rendendo così il valore di p_c molto vicino alla pressione totale del flusso.

3.2 Montaggio e Sistemi di movimentazione sonde

Le tre sonde appena citate cioè quelle di temperatura a monte, a valle e di pressione a valle statore sono state montate su una slitta, così come il motore che ne consente la movimentazione. Come detto precedentemente per la sonda di temperatura a monte e quella di pressione a valle abbiamo utilizzato delle boccole in teflon inserite nel blocchetto porta sonda per evitare trafilementi d'aria. Lo sbraccio della sonda di temperatura e quello della sonda di pressione sono entrambi circa 30 mm (29,5 quello della 5 fori e 30,2 quello della sonda di temperatura) questo per avere una misura della temperatura e pressione alla stessa coordinata assiale. Sulla slitta sono montati due fine corsa con lo scopo di non permettere, in caso di errore di input della misura di affondamento, il danneggiamento dello stelo delle sonde con l'albero e la parte interna della cassa. I due finecorsa sono stati posizionati per avere una corsa di 49mm, in questa corsa è considerato l'offset che abbiamo parlato in precedenza. La semicassa superiore era stata fresata opportunamente in tre differenti posizioni angolari e erano state realizzate nove asole a tre altezze del flusso: a valle dello stadio, tra rotore e statore e tra statore e anello EWG.

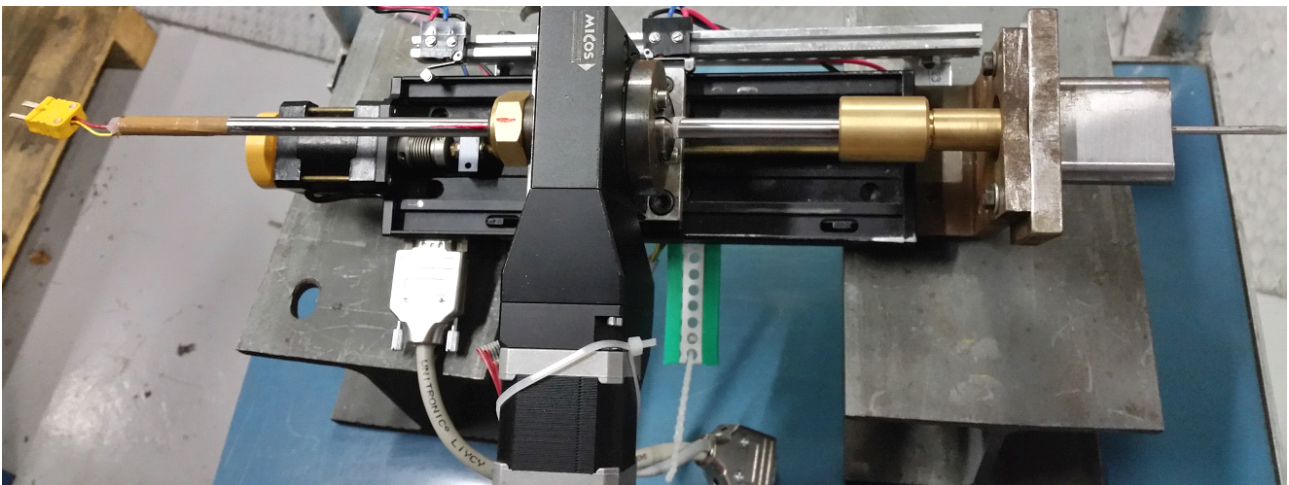


Figura 3.19: Micro termocoppia tipo K montata sulla slitta



Figura 3.20: Coperchio con foro per inserimento sonda

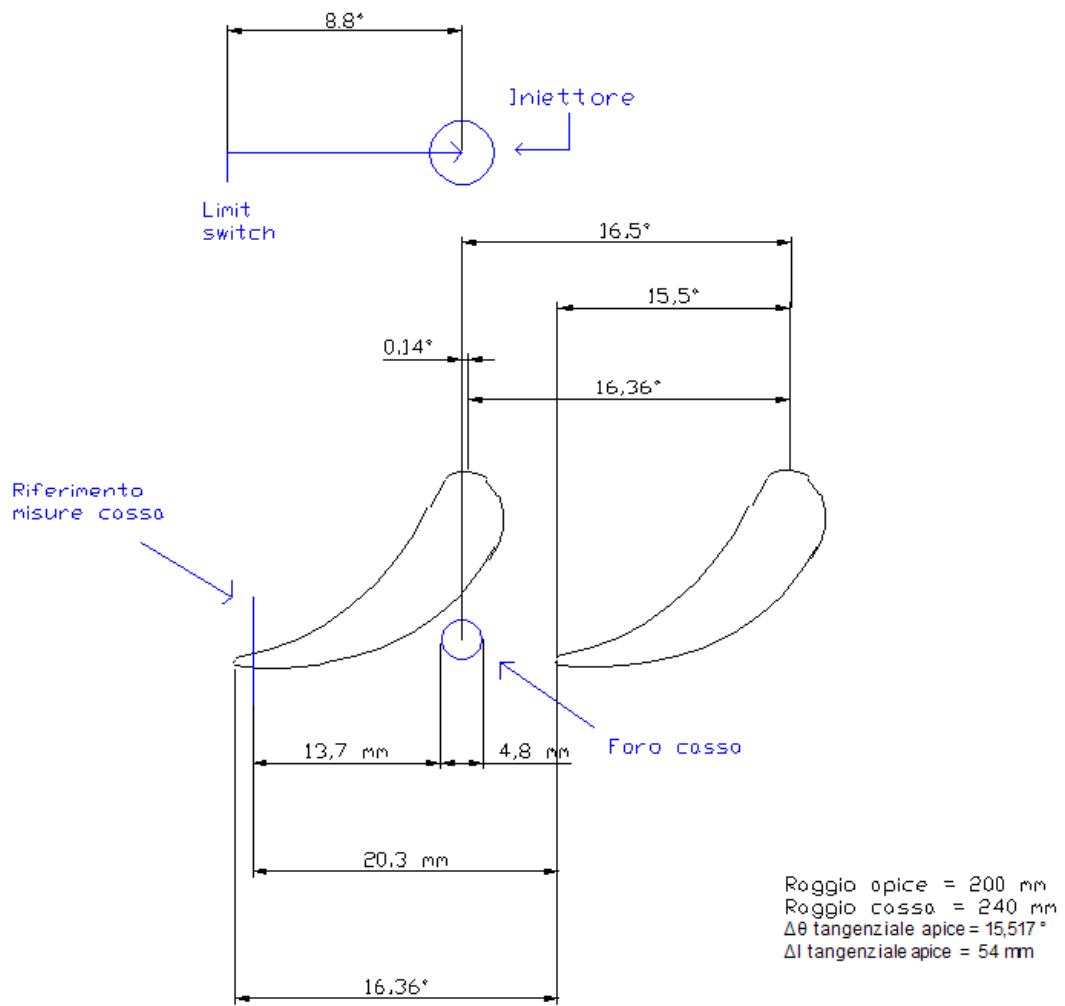
La movimentazione della micro termocoppia è consentita solo nella direzione perpendicolare alla superficie ottenuta mediante fresatura della cassa. In fase di acquisizione si dovrà tenere conto della differenza che intercorre tra la direzione di affondamento della sonda e quella radiale.

La posizione delle sonde è fissa e quindi per studiare l' hotstreak in uscita dallo statore è prevista la movimentazione dello statore e dell' anello EWG contemporaneamente. Ricapitolando, l'utente può muovere l' EWG, lo statore, la rotazione e l'affondamento dello stelo della sonda. Per quanto riguarda le convenzioni assunte per i segni possiamo dire che:

- lo spostamento ha segno positivo se la sonda si muove in direzione dell' affondamento nel flusso;
- per lo statore la posizione zero corrisponde al fine corsa home switch, il segno è positivo se il verso di rotazione è orario osservando lo stadio da valle;
- per l' anello EWG la posizione zero corrisponde al fine corsa limit switch, al contrario dello statore il segno è positivo se il verso di rotazione è antiorario osservando lo stadio a valle.

Lo obbiettivo del nostro lavoro è quello di variare la posizione relativa tra iniettore e statore nei quattro differenti casi: 1/2 passo, 1/3 dal pressure side, Leading edge, 1/3 suction side. Una volta fissate queste posizioni relative tra iniettore e statore si muovono contemporaneamente statore e EWG secondo la griglia impostata. Di seguito è possibile vedere la posizione iniziale dello statore rispetto all' asse della sonda, partendo da questa, ci sarà possibile calcolare le quattro posizioni descritte prima per poter svolgere il lavoro.

Misure



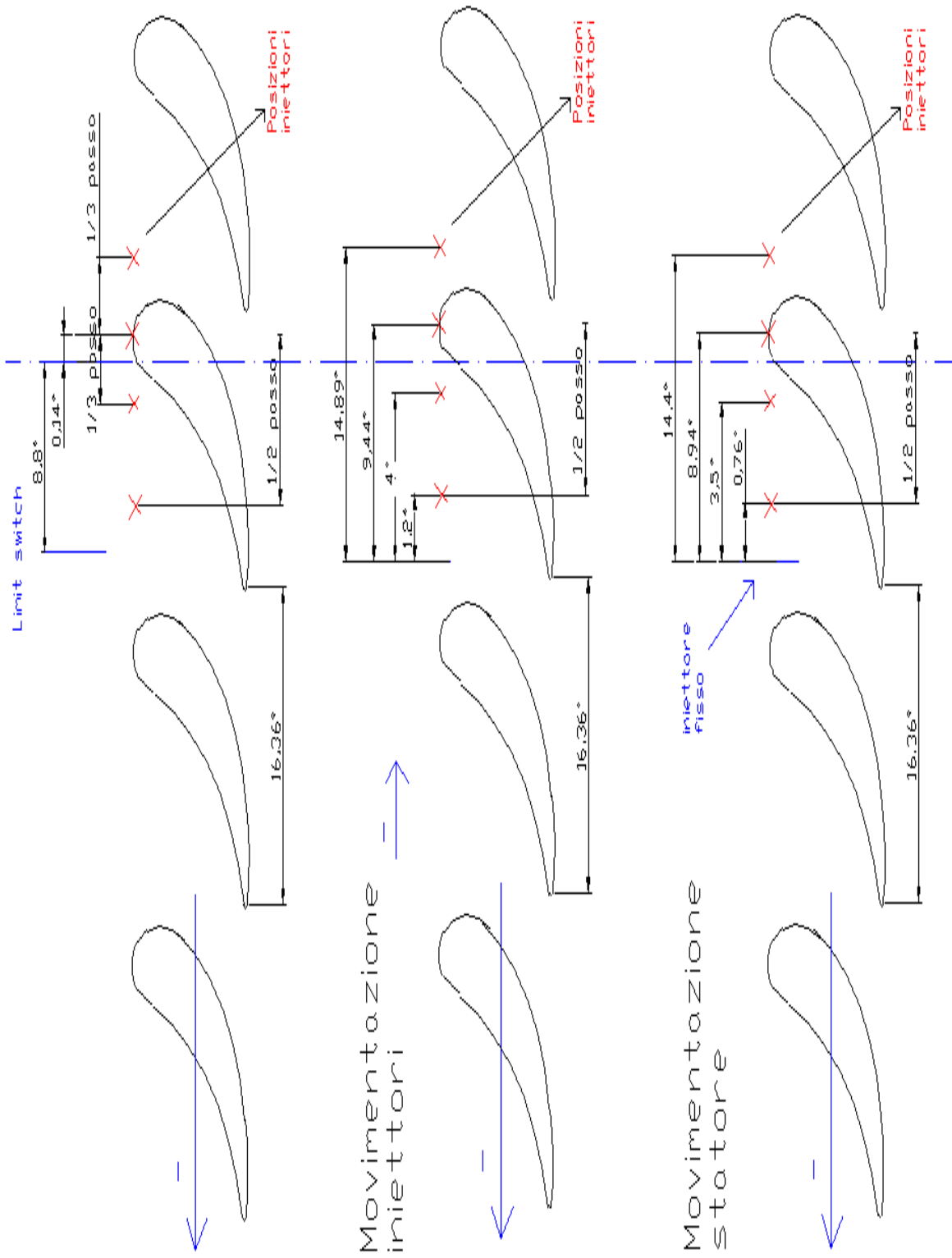


Figura 3.21: Posizioni assunte tra iniettore e statore

Dopo aver portato l'impianto in equilibrio termico nella condizione operativa si procede con la prova sperimentale e l'acquisizione. In un primo momento i tre motori: EWG, statore e quello relativo all'affondamento sonda vengono posizionati sui rispettivi fine corsa e poi si effettua il recupero giochi per lo statore e l'EWG per essere certi della posizione angolare attesa e l'effettiva rotazione. Successivamente per ogni posizione angolare raggiunta dall'EWG e dallo statore si esegue un numero opportuno di affondamenti fino ad arrivare all'ultimo valore di interesse.

Lo scopo di questo lavoro è quello di caratterizzare il campo di temperatura a monte e valle statore e successivamente anche quello di pressione a valle statore per caratterizzare il campo aerodinamico, dopo che è stato iniettato un getto generico dall'EWG. Per fare questo le grandezze da monitorare ed acquisire sono quelle rappresentate in figura 3.22, questa schermata è la stessa anche nel caso a valle statore per quanto riguarda il campo di temperatura.

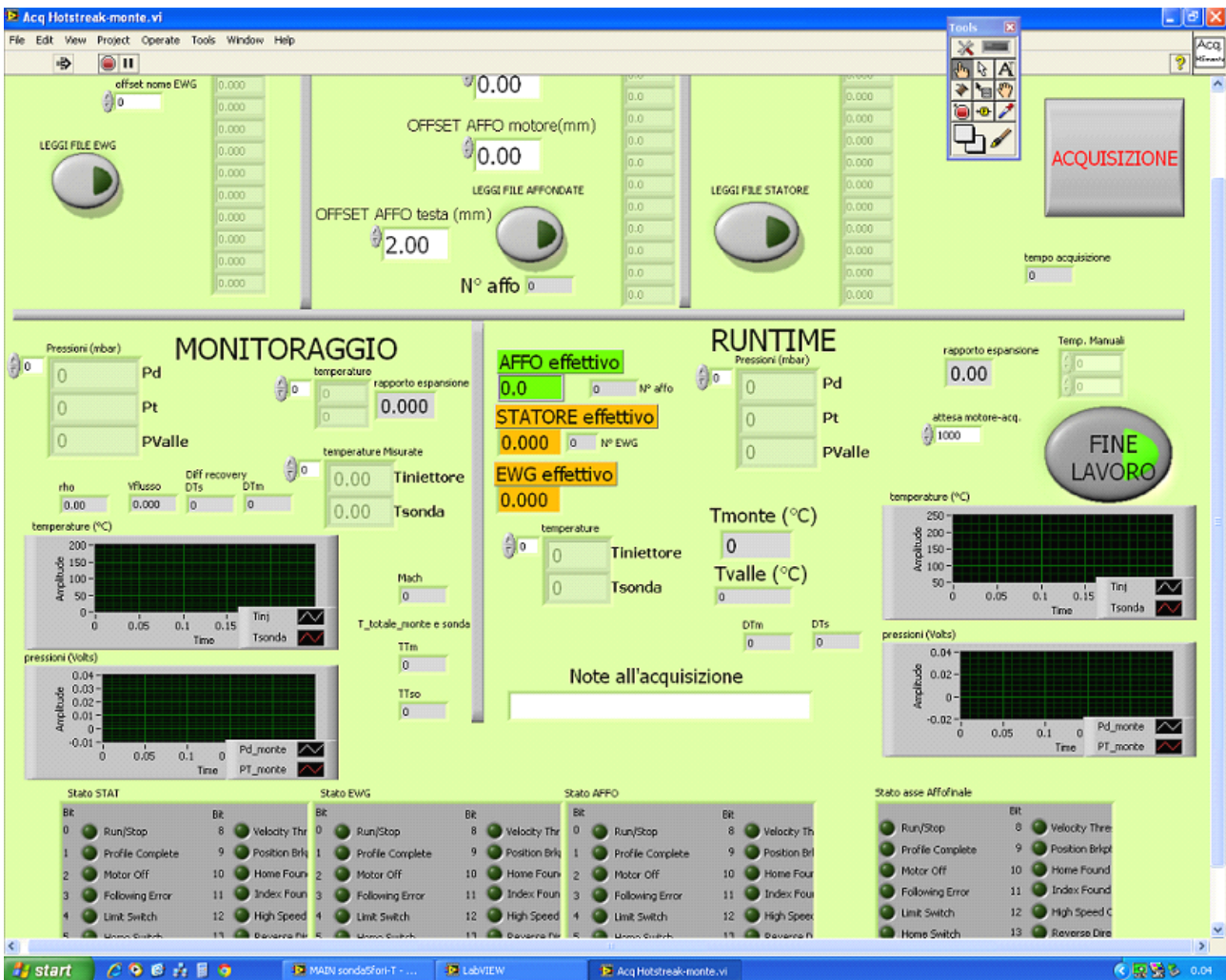


Figura 3.22: Schermata monitoraggio e acquisizione

Per quanto riguarda le pressioni [Pa]:

- Pressione dinamica P_d , ossia l'incremento di pressione legato all'energia cinetica del fluido in moto, calcolata come differenza tra la pressione totale di monte e la pressione statica:

$$p_d = p_{T,MONTE} - P_s = \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (13)$$

- Dove la densità del fluido ρ è espressa in $\frac{kg}{m^3}$ e V in $\frac{m}{s}$;
- Pressione totale p_t a monte dello stadio e dell'anello EWG, espressa in termini di pressione relativa ossia assumendo come riferimento quella atmosferica;
- Pressione a valle della turbina p_{valle} , anch'essa misurata in ottica differenziale sull'ambiente;

Per quanto riguarda le temperature [°C]:

- Temperatura del flusso a valle dello stadio di turbina, prima che il flusso entri nel silenziatore;
- Temperatura del flusso a monte dello stadio di turbina;
- Temperatura misurata dalla micro termocoppia T posta all' interno della camera di miscelamento dell' iniettore;
- Temperatura misurata della micro termocoppia K per la caratterizzazione del flusso;

Altre grandezze:

- Rapporto di espansione in turbina;
- Velocità del flusso a monte dello stadio;
- Temperatura totale di monte e della sonda (TTM e TTso);
- Differenza di temperatura tra monte e sonda con l' aggiunta del recovery factor;

La schermata illustrata a pagina precedente è quella di monte che risulta uguale a quella di valle, quest' ultima però non contiene le finestre relative al *recovery factor* infatti per il caso a valle la sonda sente una temperatura del flusso che risulta essere quella totale (infatti il flusso a contatto con il giunto contenuto nello stelo si arresta quasi isoentropicamente, essendo lo stelo posto perpendicolarmente al flusso).

Oltre ai valori numerici, è particolarmente utile osservare anche l'andamento delle grandezze nel tempo attraverso alcuni grafici. In particolare si riportano il segnale di temperatura sia della sonda sia quella relativa all'iniezione.

Durante la fase di acquisizione, nella parte della schermata definita RUNTIME, è possibile osservare istante per istante i valori di tutti i parametri precedentemente descritti, così come la posizione della sonda e dell'iniettore.

Per la cinque fori la schermata di monitoraggio e acquisizione è diversa come illustrato in figura 3.23

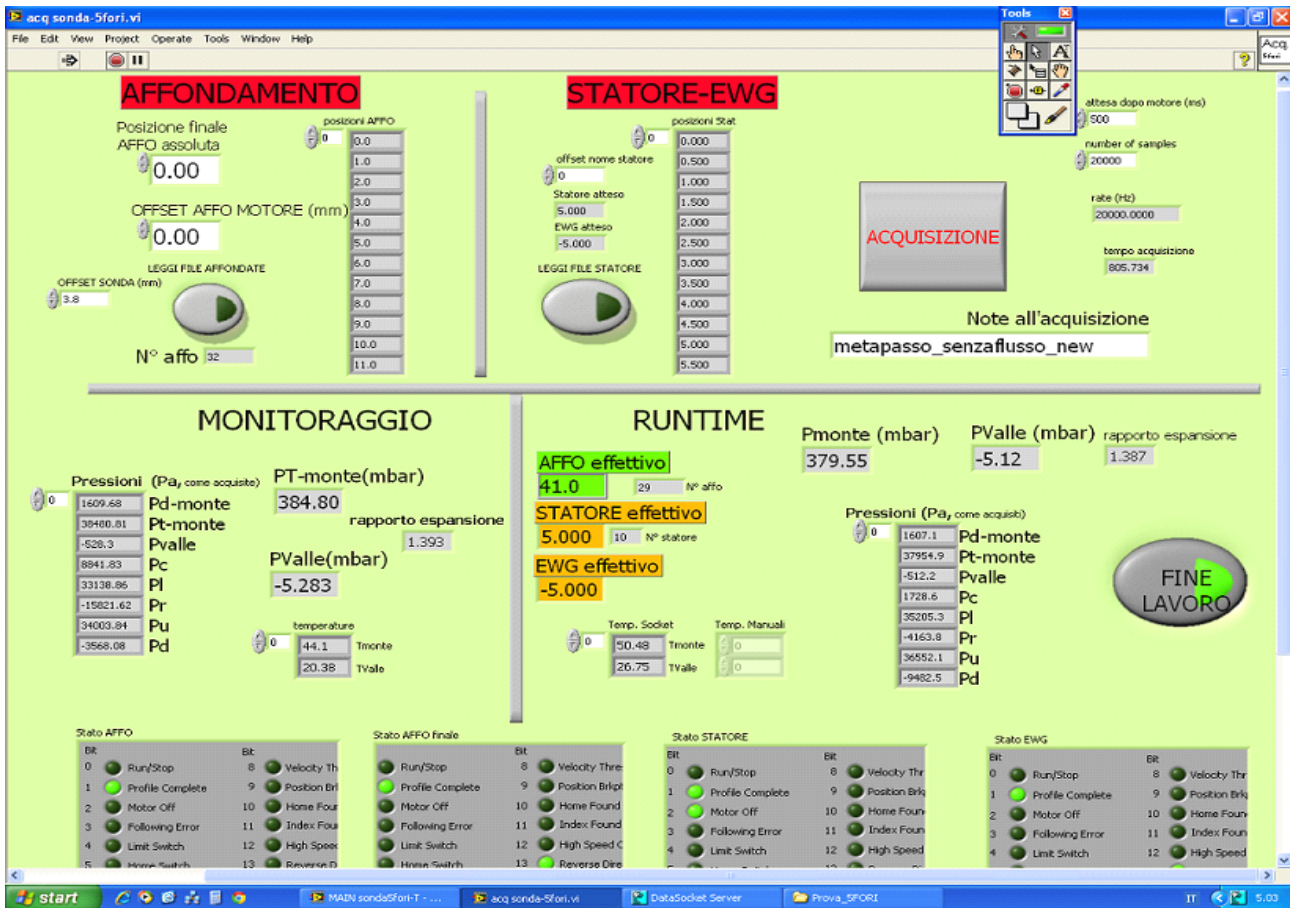


Figura 3.23: Schermata monitoraggio e acquisizione (5 fori)

In questa schermata a differenza di quella riportata in figura 3.22 oltre alle grandezze di riferimento come la temperatura a valle e a monte, la pressione totale a monte e quella statica a valle si possono vedere le cinque pressioni della cinque fori che corrispondono alle seguenti: Pc (central), Pl(left), Pr(right), Pu(up), Pd(down). Attraverso questi valori è possibile caratterizzare il flusso in termini di Mach, angolo di yaw, angolo di pitch e le perdite.

Infine riportiamo la schermata per il monitoraggio dei parametri operativi del Banco Prova HS figura 3.24, questa permette di raggiungere le condizioni desiderate e di garantire il corretto funzionamento in sicurezza. Il monitoraggio avviene attraverso il software Lab View che consente anche di rappresentare la storia temporale di alcuni parametri e permette salvarli su disco.

Inoltre è possibile dare dei valori soglia ai vari parametri oltre ai quali l'impianto va in blocco e permette all'operatore di interrompere manualmente il funzionamento. La subroutine che permette di fare tutto questo si chiama *monitoraggio.vi* ed è contenuta all'interno dal Lab View principale denominato *Main BANCO HS.vi*.



Figura 3.24: schermata monitoraggio impianto

<u>Parametro</u>	<u>Descrizione</u>
PCa [barR]	Pressione aria all'aspirazione del compressore
PCm [barR]	Pressione aria alla mandata del compressore
betaC (s to s)	Rapporto di compressione
TCa [°C]	Temperatura aria aspirazione compressore
TCm [°C]	Temperatura aria mandata compressore
RpmC [1/s]	Velocità di rotazione del compressore
TcCm [°C]	Temperatura cuscinetto compressore lato motore
TcCg [°C]	Temperatura cuscinetto compressore lato girante
TmC 0-7 [°C]	Temperature cuscinetti moltiplicatore
PomC [bar]	Pressione olio mandata compressore
PTa [barR]	Pressione aria ingresso turbina
Pt-m-t [bar]	Pressione totale aria a monte turbina
betaT (T to T)	Rapporto di espansione turbina
TaiS [°C]	Temperatura aria ingresso statore
TaVTm [°C]	Temperatura aria valle turbina media
Dt turbina [°C]	ΔT a cavallo della turbina
Dt Tubo [°C]	ΔT tra Venturi e ingresso statore
RpmA [bar]	Velocità di rotazione della turbina
TcTg [°C]	Temperatura cuscinetto turbina lato girante
TcTm [°C]	Temperatura cuscinetto turbina lato motore
TmT 0-7 [°C]	Temperatura cuscinetti riduttore
PomT [bar]	Pressione olio mandata turbina
ToS [°C]	Temperatura olio serbatoio
Tosm [°C]	Temperatura olio scarico macchina
Tovf [°C]	Temperatura olio valle filtro
Povf [bar]	Pressione olio valle filtro
Portata [Kg/s]	Portata aria nel Banco Prova TC
DPav [Pa]	ΔP aria al Venturi
Pav [bar]	Pressione aria al Venturi
Tav [°C]	Temperatura aria al Venturi
T _{H2O} [°C]	Temperatura acqua di raffreddamento
P _{H2O} [bar]	Pressione acqua di raffreddamento
T _{Ambiente} [°C]	Temperatura locale impianto

Tabella 5 : Parametri Banco Prova TC

Nella schermata di pagina precedente è possibile distinguere differenti colori che identificano diversi fluidi di lavoro: aria (azzurro), acqua (verde), olio (marrone). Inoltre è possibile distinguere tre sezioni di riferimento: una centrifuga in cui vengono riportate le grandezze relative al compressore e al moltiplicatore di giri, una assiale in cui vengono riportati i parametri della turbina e del riduttore di giri e una sezione chiamata 'impianto' in cui sono riportate le grandezze relative al venturi, ai sistemi di raffreddamento e di lubrificazione, e la temperatura ambiente nella sala dell' impianto. La temperatura dell' aria all' ingresso dello statore va mantenuta il più possibile vicina ai 50°C: per evitare un eccessivo riscaldamento dell'aria alla mandata del compressore e inoltre per rimanere all'interno del range di temperature di funzionamento dei microfoni (0°C-70°C) che erano stati impiegati nel progetto RECORD.

All'interno del software di monitoraggio sono presenti altri sistemi di sicurezza:

- RpmC Max: viene impostata la velocità massima di rotazione del compressore, al di sopra della quale l'impianto va in blocco.
- RpmT Max: viene impostata la velocità massima di rotazione della turbina in modo da tutelarsi da sovra velocità. In caso di avvicinamento a tale limite viene comandata l'apertura di una valvola di sicurezza posta sulla sommità della voluta, se viene superato l'impianto si blocca.
- Allarme pressione minima/massima nel circuito olio e acqua: nel caso di pressioni troppo basse prima dell'accensione dell'impianto non viene fornito il consenso all'avvio, se ciò

avviene durante la fase di funzionamento vengono avviate le pompe ausiliarie e di emergenza; nel caso la pressione continui a rimanere sotto i valori limite l'impianto si blocca. Pressioni troppo alte comportano l'arresto del Banco.

- Stop Monitoraggio: e un comando di arresto manuale dell'impianto.
- Allarme Temperature Cuscinetti: viene impostata una temperatura massima di funzionamento.
- Protezione da rapide variazioni di tensione (spike elettrici): quando tutte le letture delle termocoppie sul Banco Prova TC sono state inattendibili, è stata introdotta un'ulteriore protezione; nel caso in cui tutti i valori di temperatura di una singola acquisizione subiscano un innalzamento istantaneo tale lettura va ignorata in quanto frutto di un disturbo di tipo elettrico.

Tutti i parametri operativi dell'impianto vengono scritti su disco e memorizzati inoltre è possibile aggiungere delle note da parte dell'operatore.

3.3 Caratterizzazione flusso

Per il progetto RECORD si era deciso di effettuare le prove in tre condizioni operative chiamate OP (operating points). Nel nostro caso abbiamo riscontrato dei problemi nella condizione operativa OP1 perchè il numero di giri della turbina non era stabile e questo portava, con il trascorrere del tempo, un surriscaldamento dell'olio e un aumento della velocità causando una possibile rottura del motore per eccessivo assorbimento di corrente. Abbiamo deciso la condizione operativa OP3 in quanto la condizione operativa OP2 non ci permette di raggiungere un valore del numero di Mach molto maggiore di 0,65 a valle dello statore. Nella tabella seguente si riportano le caratteristiche principali dei punti operativi e le performance della macchina assiale espresse in rendimento iso-entropico e politropico calcolati mediante *CFD*¹ (solo per le condizioni di media-alta velocità). Il rapporto di espansione è indicato con β ed è calcolato come il rapporto tra la pressione totale a monte della macchina P_t e la pressione statica a valle del rotore P_{vt} . Questo è leggermente superiore da quello misurato (β_{mis}) in quanto la pressione statica in ingresso silenziatore P_{is} è più alta per la presenza del condotto divergente.

Operating Points	OP3	OP2	OP1
Rpm Turbina [Giri/Min]	7000	9000	11100
Rpm Compensore [Giri/Min]	12600	15400	17600
$\beta =$	1.4	1.65	1.95
$B_{mis} =$	1.39	1.64	1.94
$B_{compensore}$	1.5	1.8	2.15

Performance Turbina (CFD)	OP3	OP2	OP1
$\eta_{is,T-T}$	0.885	0.89	0.899
$\eta_{is,T-S}$	0.821	0.823	0.825
$H_{pol,T-T}$	0.881	0.884	0.891
$H_{pol,T-S}$	0.813	0.813	0.81

Tabella 6 : Caratteristiche e performance della turbina

L'entropia è una funzione di stato che dipende esclusivamente dallo stato iniziale e finale del sistema, la sua variazione si ottiene secondo la seguente formula:

$$s_{out} - s_{in} = c_p \ln \frac{T_{out}}{T_{in}} - R \ln \frac{P_{out}}{P_{in}} \quad (14)$$

¹ Si tenga presente che le condizioni operative in cui si sono svolte le simulazioni CFD sono leggermente differenti rispetto quelle tenute sperimentalmente:

- OP3: 7000 rpm turbina, $\beta = 1.4$;
- OP2: 9000 rpm turbina, $\beta = 1.6$;
- OP1: 11500 rpm turbina, $\beta = 2.0$.

dove con i pedici *out* e *in* si intendono le condizioni finali e iniziali del sistema, cp è il calore specifico del gas a pressione costante, R è la costante universale del gas, T e p sono i corrispettivi valori di pressione e di temperatura.

La variazione dell' entropia nel nostro impianto avviene attraverso il sistema EWG variando la pressione e/o di temperatura iniettata.

Per poter analizzare il campo termico e aerodinamico a valle statore abbiamo distinto il problema in due parti: mantenendo costante la pressione di alimentazione dell' EWG con quella del flusso principale e variando la temperatura di iniezione oppure mantenendo costante la temperatura di alimentazione ma variando la pressione. Questo ultimo caso ci è servito per capire come viene modificato il campo aerodinamico in presenza di un getto veloce rispetto alla sola influenza della temperatura. Di seguito si riporta una tabella realizzata nell' ultimo lavoro di tesi contenente le grandezze significative ottenute a monte statore:

P ewg [barR]	ΔP [mbar]	Vmedia[m/s]	Vmax[m/s]	Vmax/Vmedia
2,75	110	43,35	129,02	2,98

Tabella 7 : Grandezze significative a monte statore con getto veloce

Come abbiamo detto precedentemente il flusso viene analizzato a valle statore attraverso una sonda di temperatura e una di pressione. La sonda di pressione impiegata è la 5 fori, con questa è possibile ricavare: pressione statica (P_s) e numero di Mach (M), angoli nei piani blade-to-blade e angola tra V_r e V_{bib} del flusso in uscita (rispettivamente α e ψ) e l'andamento della vorticità (Ω_s). È da notare che gli angoli di *yaw* e di *pitch* misurati dalla sonda non coincidono con quelli del flusso definiti rispetto al sistema di coordinate adottato, bensì questi ultimi sono ottenuti da quelli della sonda mediante relazioni trigonometriche durante l'elaborazione dei dati.

Le grandezze da noi considerate per descrivere il campo aerodinamico sono:

- la perdita, che esprime la riduzione di energia meccanica a causa della viscosità, calcolata convenzionalmente come il rapporto tra la differenza di pressione totale a cavallo della schiera e la quota cinetica isoentropica:

$$y = \frac{P_{T0} - P_T}{P_{T0} - P_s} \quad (15)$$

dove P_{T0} è un livello di pressione di riferimento in ingresso e P_T e P_s rappresentano rispettivamente la pressione totale e statica media in uscita;

- la perdita globale definita come:

$$Y_{globale} = \frac{\sum \rho_i \cdot V_i \cdot A_i \cdot y_i}{\dot{m}_{tot}} \quad (16)$$

dove ρ_i è la densità locale del fluido, V_i è la velocità locale del flusso, A_i è l' area locale della griglia e \dot{m}_{tot} è la portata totale del flusso.

- l'incidenza del flusso sul *leading edge* delle pale rotoriche essa si calcola come la differenza tra l'angolo geometrico e cinematico del flusso in ingresso rotore. Convenzionalmente è positiva quando la deflessione subita dal flusso è maggiore di quella imposta dalla pala. L'incidenza viene

calcolata combinando la direzione del flusso in uscita statore che viene misurata dalla sonda e la direzione geometrica in ingresso rotore, tenendo conto della velocità periferica;

Dalla figura 3.25 si riporta il posizionamento della sonda 5 fori che coincide con la sonda di temperatura a valle statore.

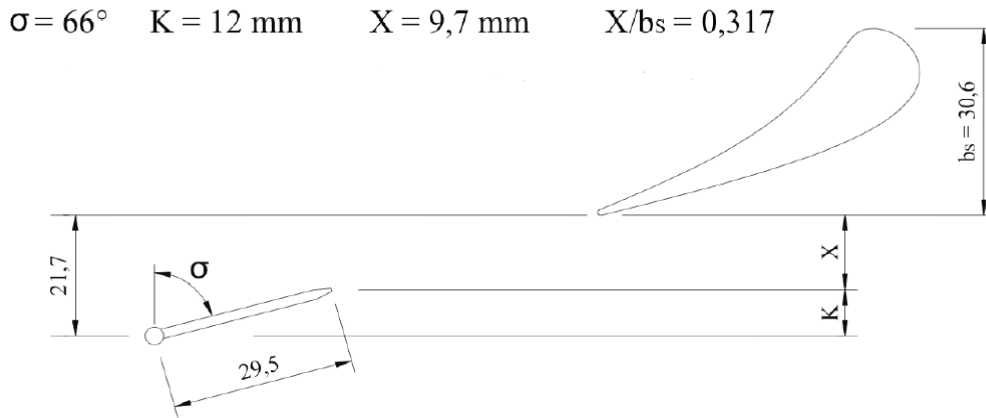


Figura 3.25: Distanza assiale sonda 5 fori – trailing edge pala statorica

- la vorticità illustra l' andamento dei flussi secondari e viene definita come il valore della proiezione del rotore della velocità nella direzione principale del flusso. Convenzionalmente si definisce la vorticità Ω_s come il rapporto tra valore e la norma del vettore velocità:

$$\Omega_s = \frac{(\nabla \times V) \cdot V}{\|V\|} \quad (17)$$

e un valore positivo di tale grandezza implica una rotazione oraria del vortice. Come vedremo in seguito la perdita e la vorticità sono strettamente correlati infatti le maggiori perdite si hanno in corrispondenza dell' interazione tra vortice di passaggio (PV) shed vortex (SH) formatosi all' hub e al tip. Infatti il vortice di passaggio mette in rotazione il flusso della scia in senso opposto generando lo shed vortex.

Capitolo 4

Risultati

4.1 Le griglie

In questo paragrafo si riportano le griglie utilizzate per le acquisizioni dei dati. I valori di affondamento, statore ed EWG differiscono a seconda che si tratti di prove di temperatura o di pressione, così come dipendono dalla posizione relativa tra iniettore e statore (meta passo, leading edge, Unterzo PS, Unterzo SS a monte dello statore).

Nella prima fase della campagna sperimentale, gli obiettivi sono stati:

- definire un legame tra l'andamento della pressione di alimentazione dell' EWG, e quindi della portata, e i valori massimi di temperatura ottenibili;
- analizzare i dati elaborati per scegliere in quali regioni del canale concentrare un maggior numero di punti di acquisizioni. Per fare ciò si è preferito costruire delle griglie lasche, per ottimizzare tempi di acquisizione.

Successivamente le griglie sono state infittite in prossimità delle coordinate, sia angolari che in termini di affondamento.

Tramite software *Tecplot* i valori di temperatura e pressioni acquisiti vengono rappresentati su grafici in funzione delle coordinate assolute della macchina X e Y ; queste sono ottenute mediante una trasformazione da coordinate polari a cartesiane.

```

rT = ( 150 + altezza(IEWG, iAF) ) / 1000 ! raggi in metri (attenti di possibilità a variare altezza!!)

thetaT = -( EWG(IEWG) + 8.8 ) + DTETA ! angolo in gradi

XT = rT * cos(thetaT / 180. * pig)
YT = rT * sin(thetaT / 180. * pig)
    
```

Figura 4.1. Codici fortran per la trasformazione da coordinate polari a cartesiane a monte dello statore

Affondamento [mm]	<i>Lasca</i>	6,8,10,11,12,13,14,15,16,17,18,20,22,24,26,28,30,32
	<i>Fitta</i>	4,6,8,9,10,11,12,13,14,15,16,17,18,19,20,21,22,24,26,30,35
Passo EWG [°]	<i>Lasca</i>	4,6,7,7.5,8,8.5,9,9.5,10,10.5,12,14,16
	<i>Fitta</i>	4,5.5,7,7.5,8,8.5,8.75,9,9.25,9.5,9.75,10,10.25,10.5,11,12.5,14
Passo statore [°]	<i>Lasca</i>	4,6,7,7.5,8,8.5,9,9.5,10,10.5,12,14,16
	<i>Fitta</i>	4,5.5,7,7.5,8,8.5,8.75,9,9.25,9.5,9.75,10,10.25,10.5,11,12.5,14

Tabella 8: Griglie acquisizioni per prove di temperatura a monte di statore

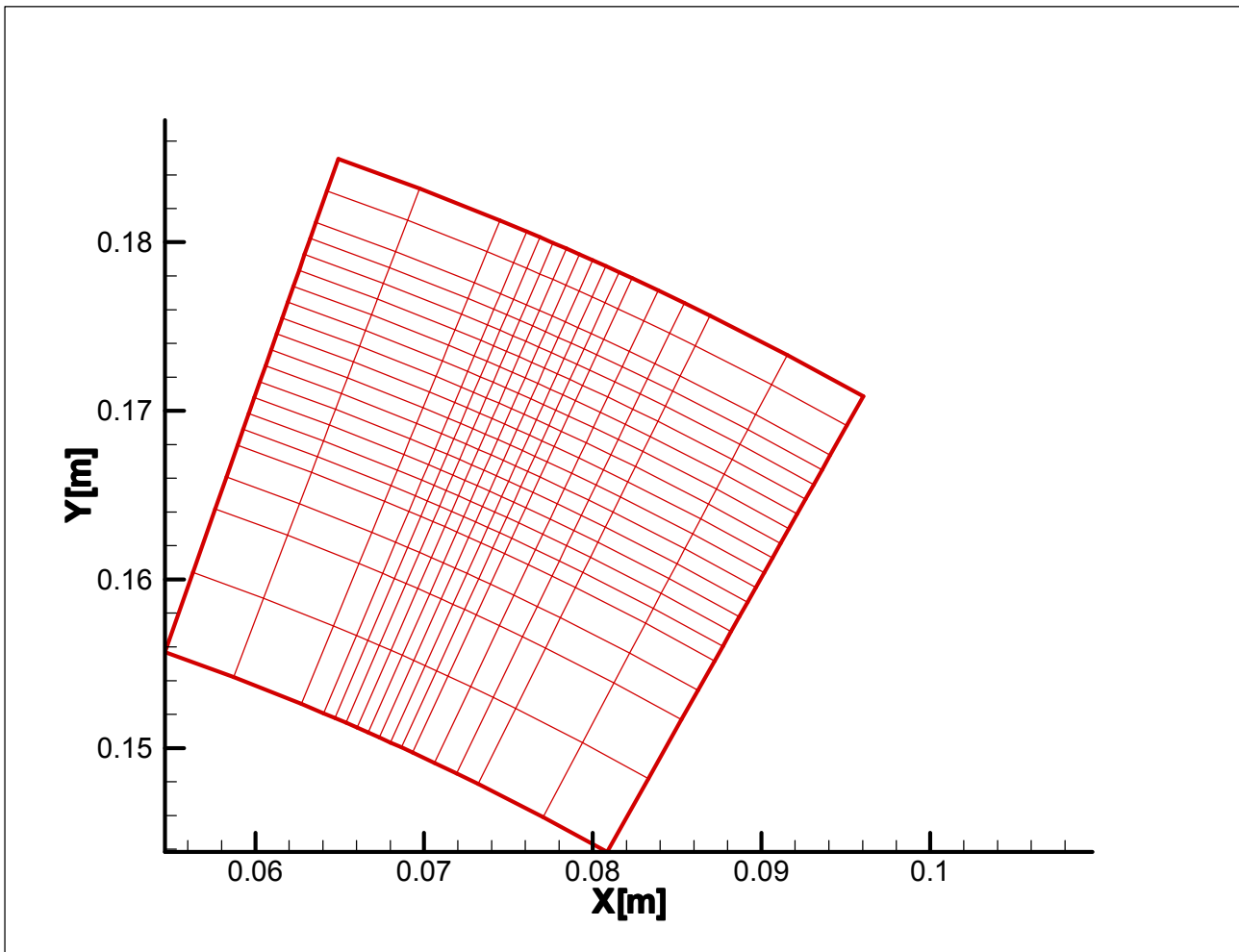


Figura 4.2. Griglia acquisizione fitta per temperatura a monte dello statore.

A valle dello statore invece abbiamo usato la griglia lasca per cercare la posizione del “hot streak”, e poi applicare la griglia fitta per la zona interessata.

Per il campo di pressione nelle varie posizioni usiamo la stessa griglia fitta che è stata utilizzata negli scorsi elaborati di laurea.

Affondamento [mm]	<i>Lasca</i>	0,4,8,12,16,20,24,28,32,36,40,44
	<i>Fitta LE</i>	0,4,8,10,12,14,16,17,18,19,20,21,22,23,24,25,26,27,28,30,32,36,40,44
	<i>Fitta metapasso</i>	0,4,8,10,12,14,15,16,17,18,19,20,21,22,23,24,26,28,30,32,36,40,44
	<i>Fitta unterzo PS</i>	0,4,8,10,12,14,16,17,18,19,20,22,23,24,25,26,27,28,30,32,36,40,44
	<i>Fitta unterzo SS</i>	0,4,8,10,12,14,15,16,17,18,19,20,21,22,23,25,27,29,31,33,36,40,44
Passo EWG [°]	<i>Lasca</i>	0,1.5,3,4.5,6,7.5,9,10.5,12,13.5,15,16
	<i>Fitta LE</i>	0,1.5,3,4.5,6,6.5,6.75,7,7.25,7.5,7.75,8,8.25,8.5,8.75,9,9.5,10,10.5,11,12,14,16

	<i>Fitta metapasso</i>	0,1,2,3,4,4.5,5,5.5,6,6.5,7,7.5,8,8.5,9,9.5,10,11.5,13,14.5,16
	<i>Fitta unterzo PS</i>	0,1.5,3,3.5,4,4.5,5,5.5,6,6.6,7,7.5,8,9.5,11,12.5,14,16
	<i>Fitta unterzo SS</i>	0,1.5,3,4.5,6,7.5,8,8.5,9,9.5,10,10.5,11,11.5,13,14.5,16
Passo statore [°]	<i>Lasca</i>	0,1.5,3,4.5,6,7.5,9,10.5,12,13.5,15,16
	<i>Fitta LE</i>	0,1.5,3,4.5,6,6.5,6.75,7,7.25,7.5,7.75,8,8.25,8.5,8.75,9,9.5,10,10.5,11,12,14,16
	<i>Fitta metapasso</i>	0,1,2,3,4,4.5,5,5.5,6,6.5,7,7.5,8,8.5,9,9.5,10,11.5,13,14.5,16
	<i>Fitta unterzo PS</i>	0,1.5,3,3.5,4,4.5,5,5.5,6,6.6,7,7.5,8,9.5,11,12.5,14,16
	<i>Fitta unterzo SS</i>	0,1.5,3,4.5,6,7.5,8,8.5,9,9.5,10,10.5,11,11.5,13,14.5,16

Tabella 9: Griglie aquisizioni per prove di temperatura a valle dello statore

Affondamento [mm]	<i>Fitta</i>	0,1,2,3,4,5,6,7,8,9,10,11,12,14,16,18,20,22,24,26,28,30,32,34,36,38,39,40,41,42,43,44
Passo EWG e Statore [°]	<i>Fitta</i>	0,0.5,1,1.5,2,2.5,3,3.5,4,4.5,5,5.5,6,6.5,7,7.5,8,8.5,9,9.5,10,10.5,11,11.5,12,12.5,13,13.5,14,14.5,15,15.5,16,16.5

Tabella 10: Griglie acquisizioni per prove di pressione a valle dello statore

Nel caso a valle statore, la trasformazione delle coordinate polari a cartesiana deve considerare anche l' effetto dello sbraccio della sonda, sia per la termocoppia sia per la sonda di 5 fori.

```

rT = sqrt ( (150 + altezza(IEWG,IAF)) ** 2. + (30.2 * (cos(24. /180. * pig))) ** 2 )

Dtheta_S(IEWG,IAF) = atan ((30.2 * cos (24. / 180. * pig)) / (150 + altezza(IEWG,IAF))) ! angolo in 'rad' per rotazione della sonda

thetaT = -EWG(IEWG) - Dtheta_S(IEWG,IAF) / pig *180 ! angolo in gradi

XT = rT*sln(thetaT/180.*pig)
YT = rT*cos(thetaT/180.*pig)
    
```

Figura 4.3. Codici fortran per la trasformazione da coordinate polari a cartesiana a valle dello statore

A pagina successiva vengono illustrate due griglie riferite alla posizione di metà passo. Per rappresentare la vista da valle statore abbiamo girato la griglia attraverso il codice sopra riportato.

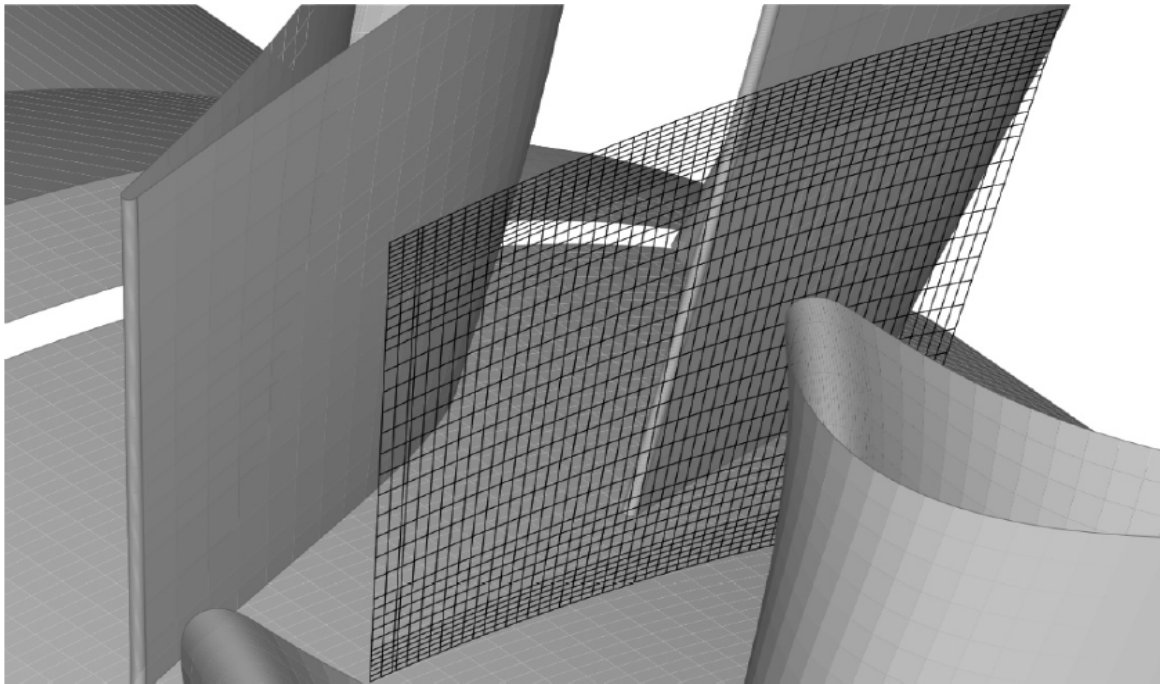


Figura 4.4: Piano di misura

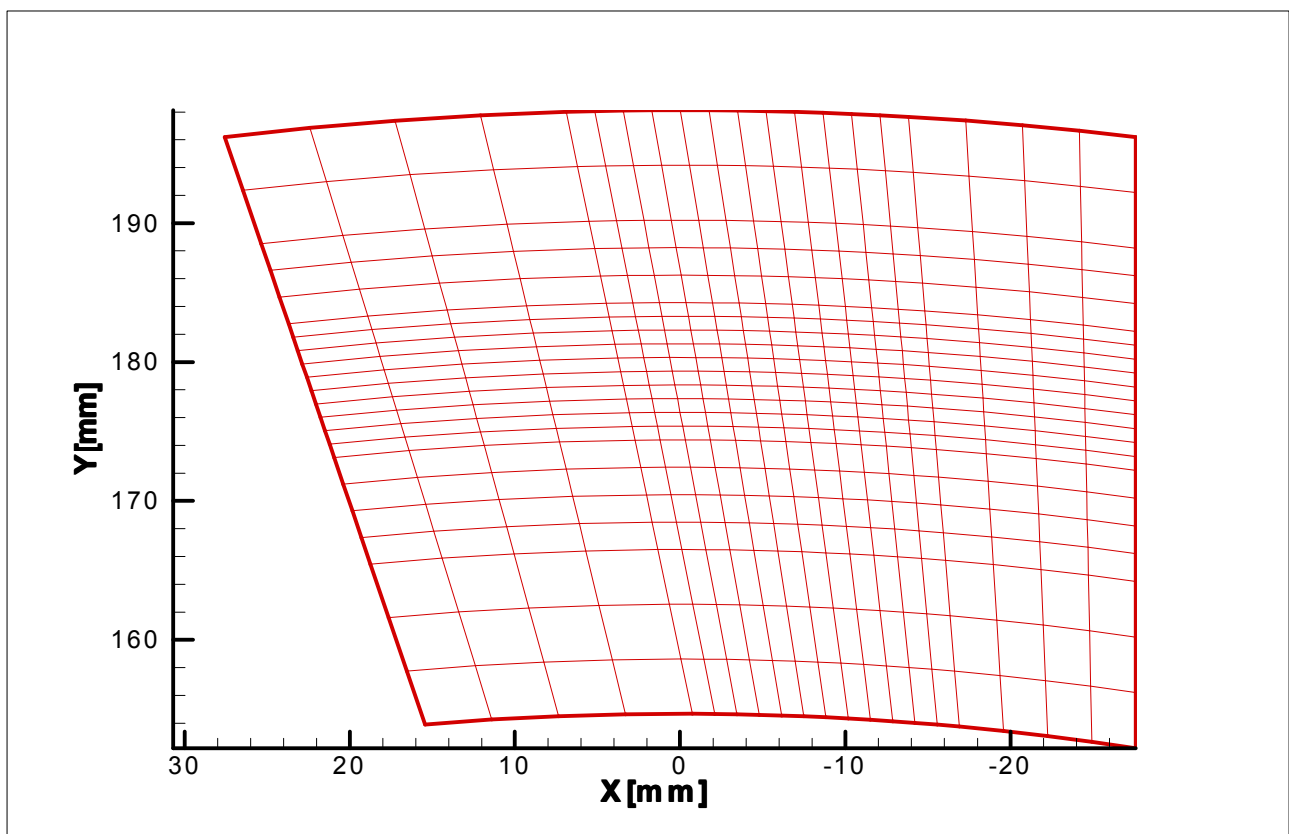


Figura 4.5. Griglia acquisizione fitta per temperatura nel caso metàpasso del valle dello statore.

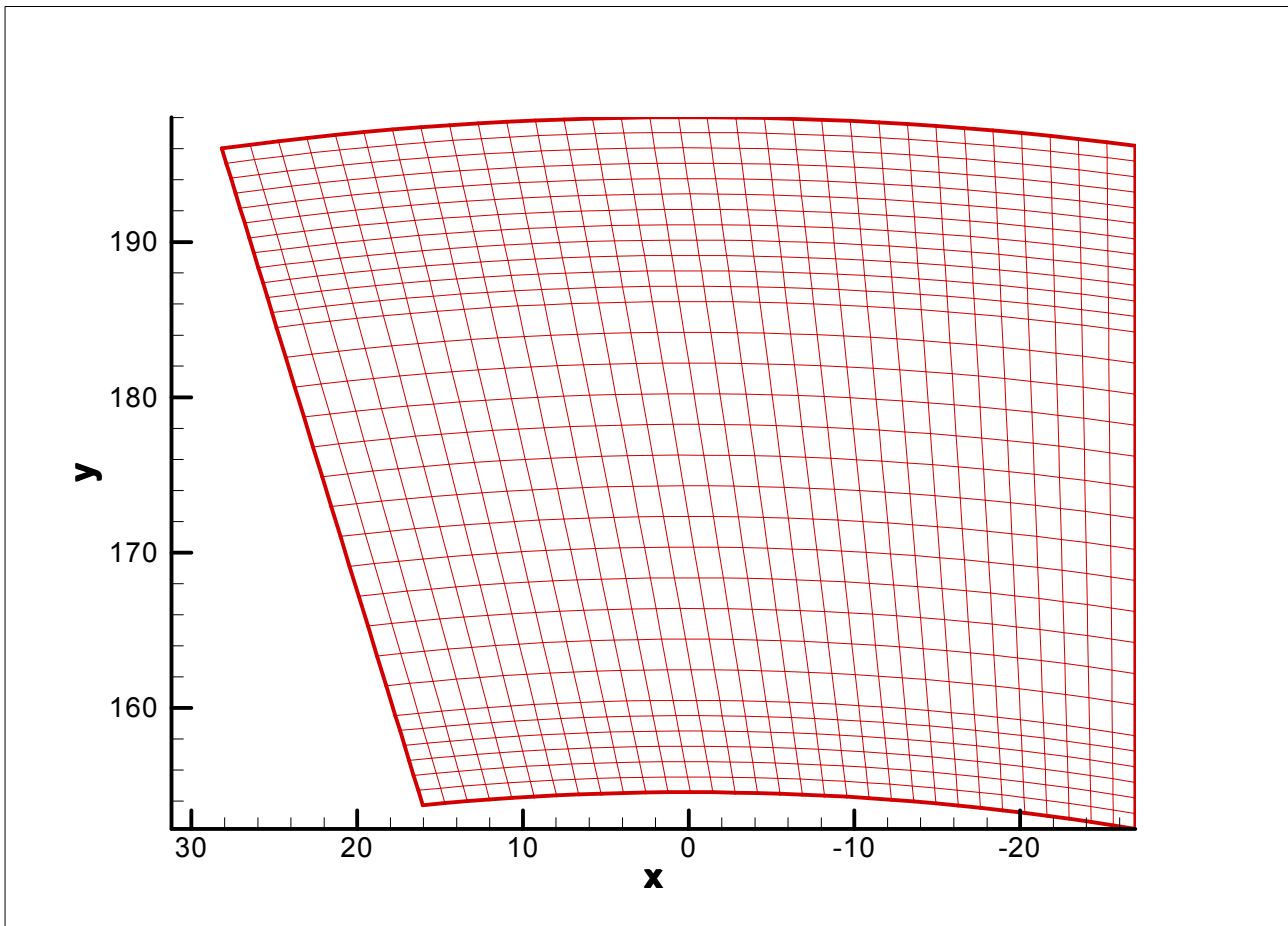


Figura 4.6. Griglia acquisizione fitta per pressione a valle dello statore.

4.2 Monte dello statore

4.2.1 Correlazione

Durante le rilevazioni delle temperature con la sonda a monte dello statore, abbiamo trovato che esistono vari fattori che influenzano la misura della temperatura letta, quindi per trovare il valore più preciso, bisogna aggiungere qualche correzione per la temperatura della sonda (T_{sonda}).

4.2.1.1 Influenza dalla $T_{background}$

Durante le prove effettuate, abbiamo notato una differenza tra la temperatura della sonda (T_{sonda}) e quella di monte ($T_{flusso\ monte}$) di circa 2-3°C nella zona al bordo dove non è presente il getto caldo: questa differenza è stata chiamata “ $DT_{background}$ ”, ed è causata da una posizione assiale diversa per le due sonde, in misura maggiore, da un diverso tipo di sonde utilizzate. Quindi abbiamo deciso di riallineare la temperatura delle due sonde per evidenziare maggiormente la zona dell' hot streak sottraendo dalla temperatura letta dalla sonda (T_{sonda}) il $DT_{background}$.

```

if(iEWG.eq.1 .or. iEWG.eq.nx) then
  DTback = DTback + (TTs(iEWG,iAF) - TTm(iEWG,iAF))
DTback = DTback / 2 / ny      ! media delle differenza sonda - Tbackground
TTs(iEWG,iAF) = TTs(iEWG,iAF) - DTback      ! riallineamento sonda e background per offset sonda

```

Figura 4.7. Correlazione per influenza della temperatura di background.

4.1.1.2 Influenza dalla Temperatura del flusso (T_flusso)

T_flusso	Tiniettore	Tmax_sonda
50[°C] = 323[K]	203[°C]	376[K]
37[°C] = 310[K]	203[°C]	367[K]
$\Delta T_{flusso} = 13$		
$\Delta T_{max_sonda} = 9$		
$\Delta(\Delta T) = 4$		

Tabella 11: Influenza della T_flusso per Tsonda

Poiché è molto difficile avere esattamente la stessa Temperatura del flusso principale, le prove si sono svolte con leggere differenze (+/- 3°C) rispetto alla temperatura impostata.

Al fine di avere una temperatura costante a monte assunta pari a 50°C, abbiamo preso due prove differenti fatte rispettivamente con Temperatura del flusso (T_flusso) monte di 50°C e 37°C e T iniettore 203°C, per avere dei coefficienti che descrivono linearmente l' andamento di temperatura letto dalla sonda come riportato dalla tabella 4. Questo ci ha permesso di correggere le oscillazioni di temperatura e riportarne ad un valore fisso di 50°C.

```

! correzione con 50 o TTmref °C della Tmonte a pari Tiniettore
fatt = 9/13      !fattore dal riferimento 'prove LE T37/T50'
TTsc = (TTs(iEWG, iAF) - 273.15) + fatt * (TTmref - TTm(iEWG, iAF)) !TTmref imposta nell'input

DTs_m = TTs(iEWG, iAF) - TTm(iEWG, iAF)
DTmref_m = (TTmref + 273.15) - TTm(iEWG, iAF)

TTsc = TTs(iEWG, iAF) + (13. - 4 * DTs_m / DTTsTTmMAX) * DTmref_m / 13.      ! kelvin
print*, DTs_m, DTmref_m, TTsc, DTTsTTmMAX

DTTsTTmc = TTsc - (TTmref + 273.15)      ! differenza sonda corretta - monte di riferimento

```

Figura 4.8. Correlazione per influenza della temperatura del flusso a monte.

4.1.1.3 Influenza dalla Temperatura nell' iniettore (T_inj)

T_flusso	Tiniettore	Tmax_sonda
50[°C] = 321[K]	203[°C]	(50+53)+273 = 376[K]
50[°C] = 321[K]	220[°C]	(50+67)+273 = 390[K]
$\Delta T_{inj} = 17$		
$\Delta T_{max_sonda} = 14$		
$\Delta(\Delta T) = 3$		

Tabella 12: Influenza della T_inj per Tsonda

La temperatura di iniezione è funzione di innumerevoli parametri il cui effetto, una volta impostata la temperatura sull' EWG, dipende principalmente dal tempo necessario alla regimazione termica. Le prove effettuate hanno avuto tempi di regimazione un pò diversi e quindi temperature dell' iniettore diverse che è stato necessario correggere.

Rispetto al caso precedente, il contributo della Temperatura dell' iniettore (T_{inj}) principalmente si presenta vicino alla zona della 'Hot streak' quindi in questa zona ho una differenza tra la temperatura della sonda e quella del flusso a monte ($DTTsTTm$) più elevata, invece nella zona 'esterna', non cambia quasi nulla.

Quindi abbiamo aggiunto un altro 'peso' che è il rapporto tra differenza della sonda e monte ($DTTsTTm$) e la differenza massima tra sonda e monte ($DTTsTTm_{max}$). (come nel figura 4.9)

! correzione per la T iniettore a pari T monte (punti sperimentali a Tiniettore = 203 e 220)

$$fatt1 = (390. - 376.) / (220. - 203.) \quad !((220-203)-(390-376))/(220-203)$$

$$DTpref_p = fatt1 * (220. - Tiniettore(IEWG, iAF)) \quad ! correzione delta T picco tra condizione di riferimento e corrente \quad !(1 - fatt1) * (220 - Tiniettore) !delta T picco$$

$$DTTsTTmc_inj = DTTsTTmc + DTpref_p * DTTsTTmc / DTTsTTmMAX \quad ! differenza sonda corretta corretta - monte corretto$$

Figura 4.9. Correlazione per influenza della temperatura dell'iniettore a monte.

4.2.2 T50 per posizione LE e Metapasso

Per queste prove la grandezza interessante è $DTTsTTm$, ovvero la differenza tra la temperatura della sonda e la temperatura di monte. In figura 4.10 e 4.11 viene rappresentato l'andamento di questo parametro, in condizione di OP3, in funzione delle coordinate assolute della macchina. L'obiettivo di queste due prove è quello di vedere la forma ed intensità del Hot streak, e distinguere se cambia forma quando la posizione dell'iniettore varia da LE a metapasso. Se dovesse cambiare si va ad indagare anche nelle altre due posizioni cioè ad 1/3 PS e 1/3 SS

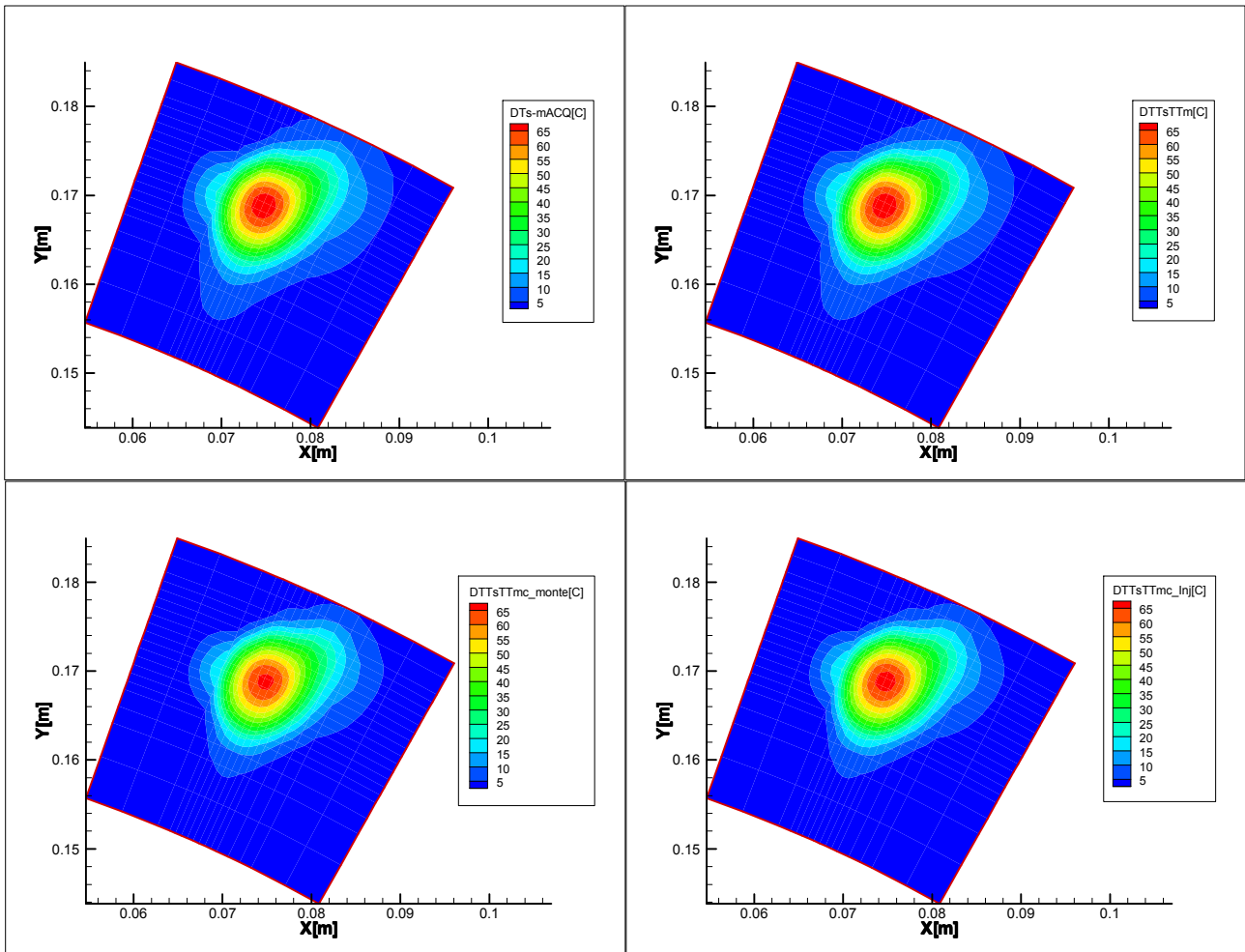


Figura 4.10. Andamento della temperatura nel caso metapasso con T50 a monte.

La $Dts-mACQ$ indica una differenza tra T_{sonda} e T_{monte} acquisito (rilevazioni originali). Nella $DTTsTTm$ viene anche applicato l'effetto del recovery factor che possiamo ritenere trascurabile infatti a monte abbiamo un numero di Mach basso circa 0,15. Nelle $DTTsTTmc_monte$ e $DTTsTTmc_inj$ troviamo i risultati dopo le correzioni descritte precedentemente.

Dalla figura abbiamo visto che la zona di 'hot streak' è molto concentrata, con un picco circa $68^{\circ}C$.

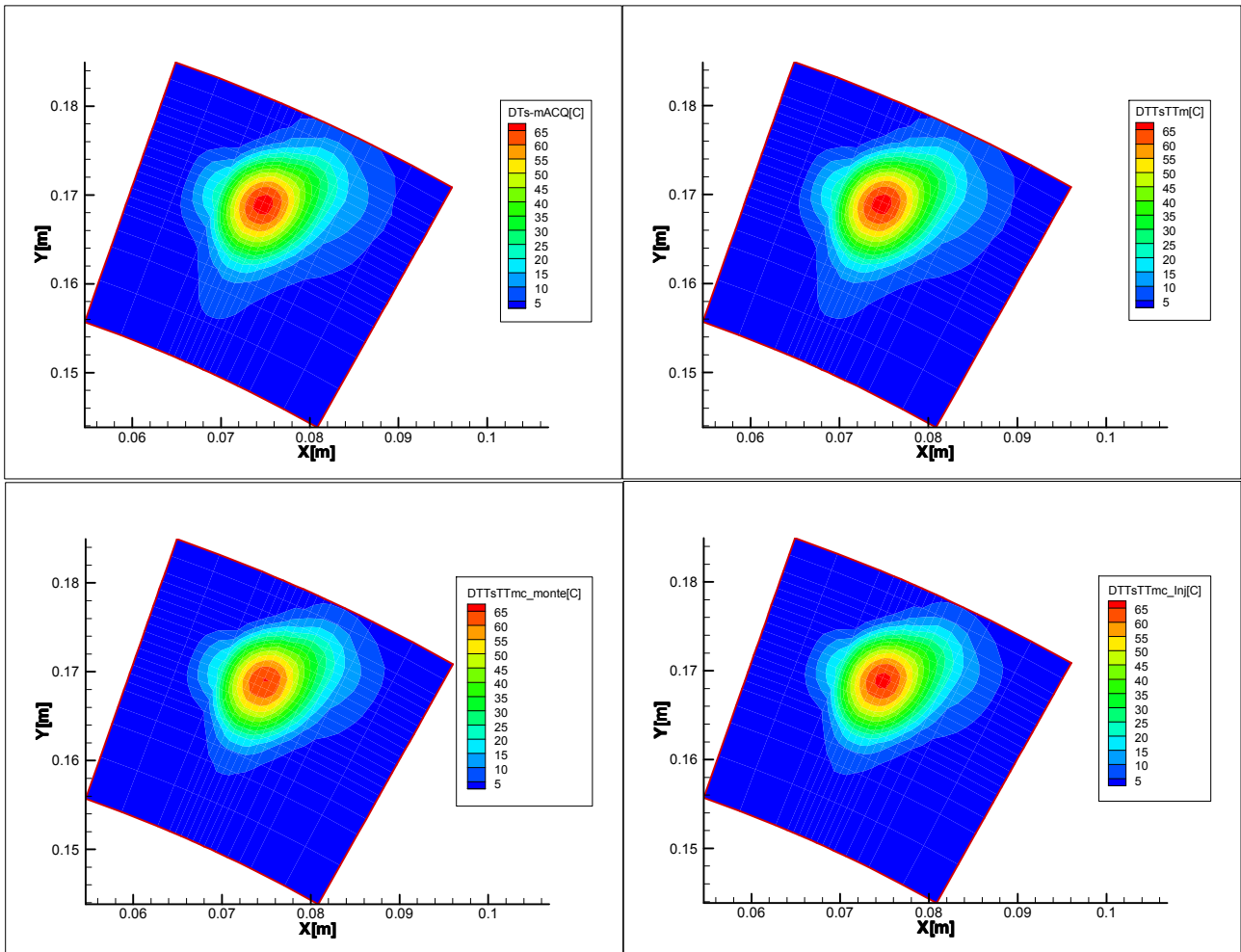


Figura 4.11. Andamento della temperatura nel caso LE con T50 al monte.

Osservando i risultati del metà passo e questi possiamo dire che il picco di temperatura è situato nella stessa posizione dove lo era a metà passo e inoltre le forme sono simili con un valore massimo (peak) pari a 67°C. Per questa ragione possiamo dire che a monte statore per queste due posizioni indagate, la posizione tra iniettore e le pale dello statore non influenza l'andamento dell' "Hot streak".

4.2.3 T35 per posizione Metapasso

Lo scopo di questa prova è duplice: da un lato vogliamo vedere se abbassando la temperatura a un valore di circa 35°C riusciamo a fare un (DT tra sonda e flusso) molto più alto rispetto al caso con T monte pari a 50°C e dall' altro lato ci serve per ricavare i coefficienti di influenza della temperatura visti nei paragrafi precedenti.

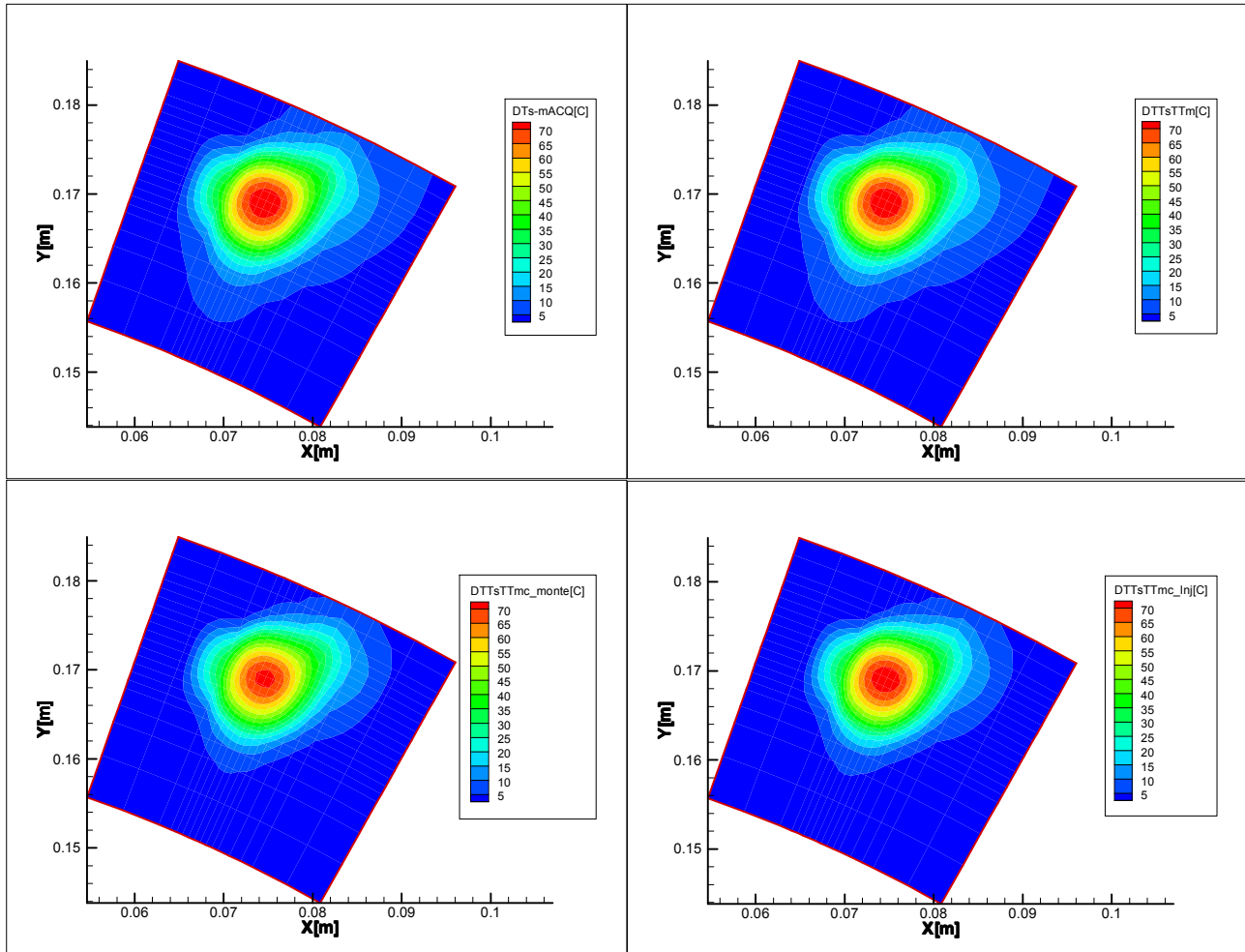


Figura 4.12. Andamento della temperatura nel caso metapasso con T35 a monte.

I risultati sono riportati in figura 4.12 e la conclusione è che lavorando a una temperatura a monte più bassa riesco a incrementare solo di poco la differenza di temperatura massima (DTTsTTmc_inj); per questo motivo abbiamo deciso di fissare come riferimento delle prove un valore di temperatura a monte pari a 50 °C. Il risultato è compromesso tra scambio termico su iniettore, il miscelamento e un maggiore DT termico (DTTsTTmc_inj).

Per quanto riguarda la pressione abbiamo deciso di non caratterizzare il campo a monte in quanto queste prove erano state fatte in precedenza al nostro lavoro. Di seguito vengono riportati i grafici che illustrano la pressione media (P_{mean}^1), nella posizione 1/3 PS.

¹ $P_{\text{mean}} = P_{\text{sonda}} - P_{\text{monte}}$
 $P_{T,\text{MONTE}}=387 \text{ mbar}$; $PD=14 \text{ mbar}$; $T_{T,\text{MONTE}}=51.4^\circ\text{C}$

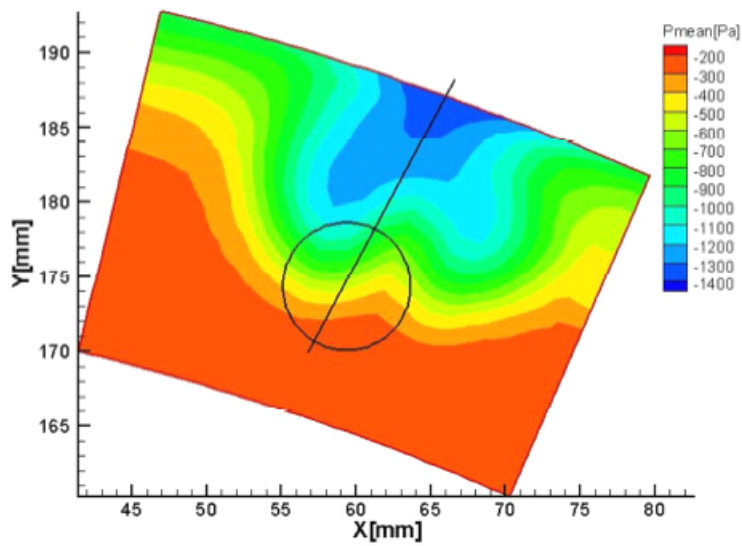


Figura 4.13: Pressione media a monte in OP3 (senza iniezione)

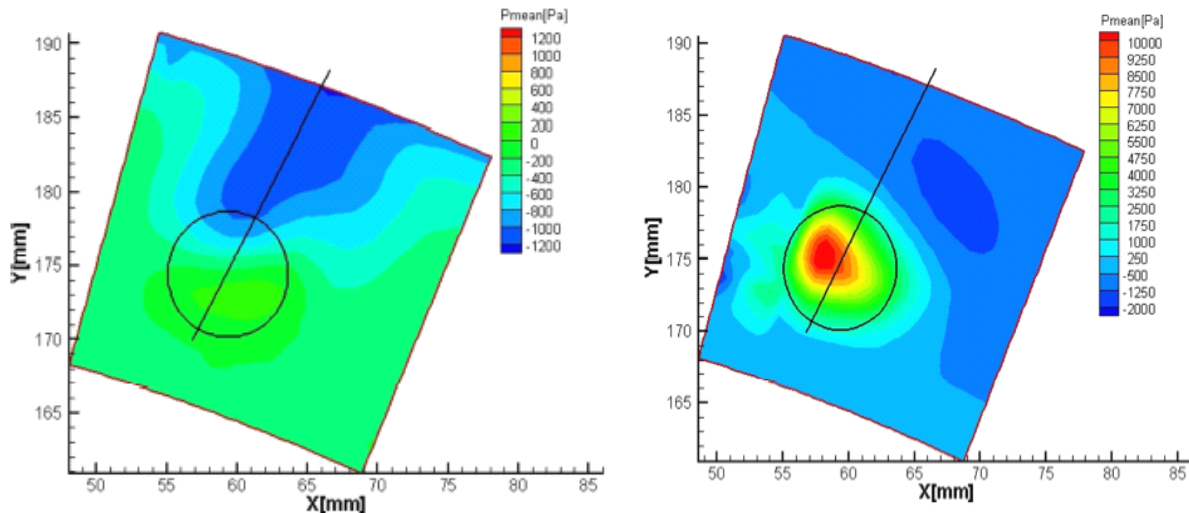


Figura 4.14: Pressione media a monte con iniezione 1 bar e $T_{valle-resistenze}$ 215°C (sinistra) e iniezione 2,75 bar e $T_{valle-resistenze}$ 50°C (destra)

Nella figura 4.13 si può vedere come in prossimità della scia dell' iniettore la pressione diminuisce di circa 14 mbar, questa variazione si può vedere anche nel caso di a sinistra in figura 4.14 dove la pressione media è circa 2 mbar maggiore rispetto al caso senza iniezione. Essendo queste differenze molto piccole abbiamo deciso di non analizzare il campo aerodinamico a monte nelle varie posizioni. Nella figura 4.14 (destra) si può vedere il campo di pressione media con getto veloce, si nota una variazione di pressione tra la zona in presenza del getto e quella della scia di 120mbar e una pressione media circa 0,1 bar più alta nella zona in corrispondenza del getto rispetto al caso senza iniezione.

4.3 Valle dello statore

4.3.1 Temperatura

Nella posizione a valle statore la temperatura è stata misurata attraverso la sonda tipo K, che presenta uno sbraccio pari a 30.2mm con rotazione di un angolo α rispetto alla direzione assiale di 66° . La condizione operativa di questa prova è OP3 e come detto in precedenza ci siamo messi in questa condizione per avere la testa della sonda il più possibile perpendicolare al flusso. Le condizioni operative dell' EWG sono: T_{inj} pari a 220°C e una pressione di iniezione di 1 bar. Queste condizioni sono state verificate a inizio lavoro per avere un (DTT_{sTTmc_inj}) più alto possibile rispettando i limiti dei materiali (tubi, resistenze) per quanto riguarda la temperatura raggiunta. Una considerazione va fatta per la pressione: infatti un valore troppo basso ridurrebbe la portata di alimentazione riscaldando maggiormente l' aria ma riduce la penetrazione del getto. Dall' altra parte un valore di pressione maggiore garantirebbe l' uniformità del getto ma si avrebbe un valore di temperatura raggiunto basso data la maggior quantità d' aria che dovrebbe essere riscaldata.

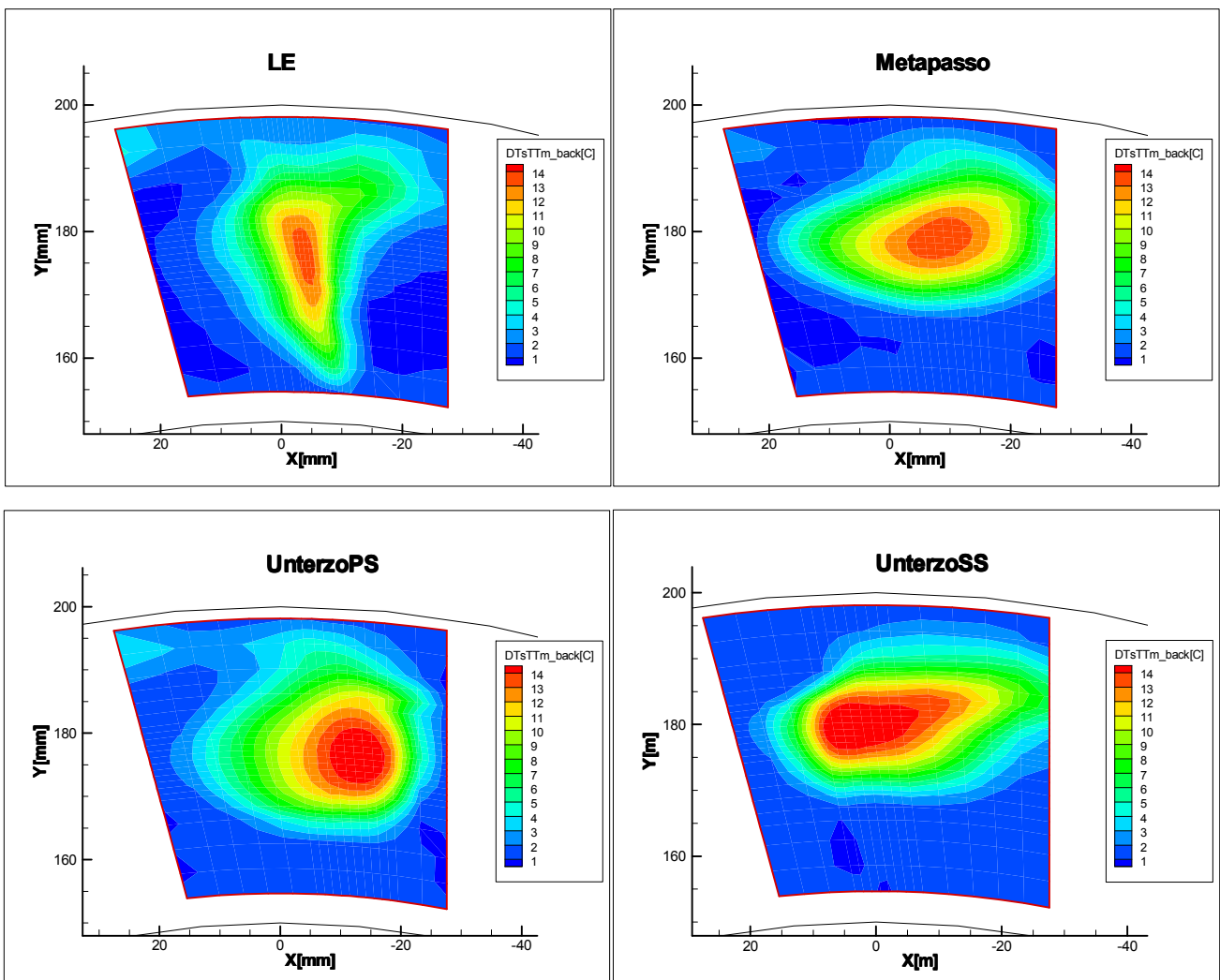


Figura 4.15: Andamento della temperatura a valle rispetto alle varie posizioni: LE,metapasso,UnterzoPS,UnterzoSS

A valle statore l' influenza delle fluttuazioni del flusso a monte e le fluttuazioni della temperatura della iniettore risultano trascurabili rispetto a monte, questo è dovuto al piccolo ΔT_{max}

circa 15-16°C che abbiamo ottenuto a valle statore. Quindi per l'elaborazione consideriamo solo il ri-allineamento della temperatura della sonda con quella a monte.

Diverso è il risultato a valle statore rispetto al caso di monte: come si può vedere dalla figura 4.15 in questa traversa varia sia la posizione sia la forma per le 4 posizioni assunte tra statore e iniettore: LE, Metapasso, Unterzo PS e Unterzo SS. Dalle figure possiamo vedere che la massima differenza di temperatura ΔT è pari a 15-16°C e quindi un incremento rispetto al caso in senza hot streak del 5%.

Analizzando i vari casi possiamo dire che nelle posizioni a metà passo e unterzo SS l'hot streak si è molto esteso-diffuso circonferenzialmente invece nella posizione unterzo PS è più concentrato. Queste differenze sono dovute a:

- Interazione con i flussi secondari;
- Processo di accelerazione/decelerazione sul SS invece sul PS il flusso accelera più uniformemente;
- Per tutti e 4 i casi, espansione misurata legata alla periodica fluttuazione in relazione all'interazione con il campo potenziale del rotore.

Per il caso con iniezione ad unterzo *Pressure side* vediamo un getto concentrato verso l'hub, questo potrebbe essere legato all'influenza del "leaning" della pala.

Per l'ultimo caso, con iniezione sul *Leading edge*, il getto si distribuisce radialmente lungo la scia della pala dando maggior dissipazione per scambio termico con la pala e miscelamento per vorticità di strato limite e scia.

4.3.2 Pressione

In queste prove prendiamo in considerazione le pressioni misurate con la sonda di 5fori nelle stesse posizioni come abbiamo fatto per la temperatura della paragrafo precedente.

A causa delle modeste fluttuazioni nelle condizioni operativa dell' impianto, la pressione a monte dello stadio varia leggermente. Per rendere i dati uniformi, tali pressioni sono state riscalate su una pressione di riferimento pari a 139000Pa nel modo riportato in figura 4.16.

```
Ptref = 139000 ! Pascal assoluti
rapp = Ptref / PTm(i,j)
Pc(i,j) = Pc(i,j) * rapp
Pl(i,j) = Pl(i,j) * rapp
Pr(i,j) = Pr(i,j) * rapp
Pu(i,j) = Pu(i,j) * rapp
Pd(i,j) = Pd(i,j) * rapp
```

Figura 4.16. Codici fortran per la correlazione della Ptm per la pressione del valle di statore.

Di seguito riportiamo i grafici delle perdite nelle quattro differenti posizioni tra iniettore e statore in assenza di iniezione. Questo ci serve per avere un riferimento del campo aerodinamico.

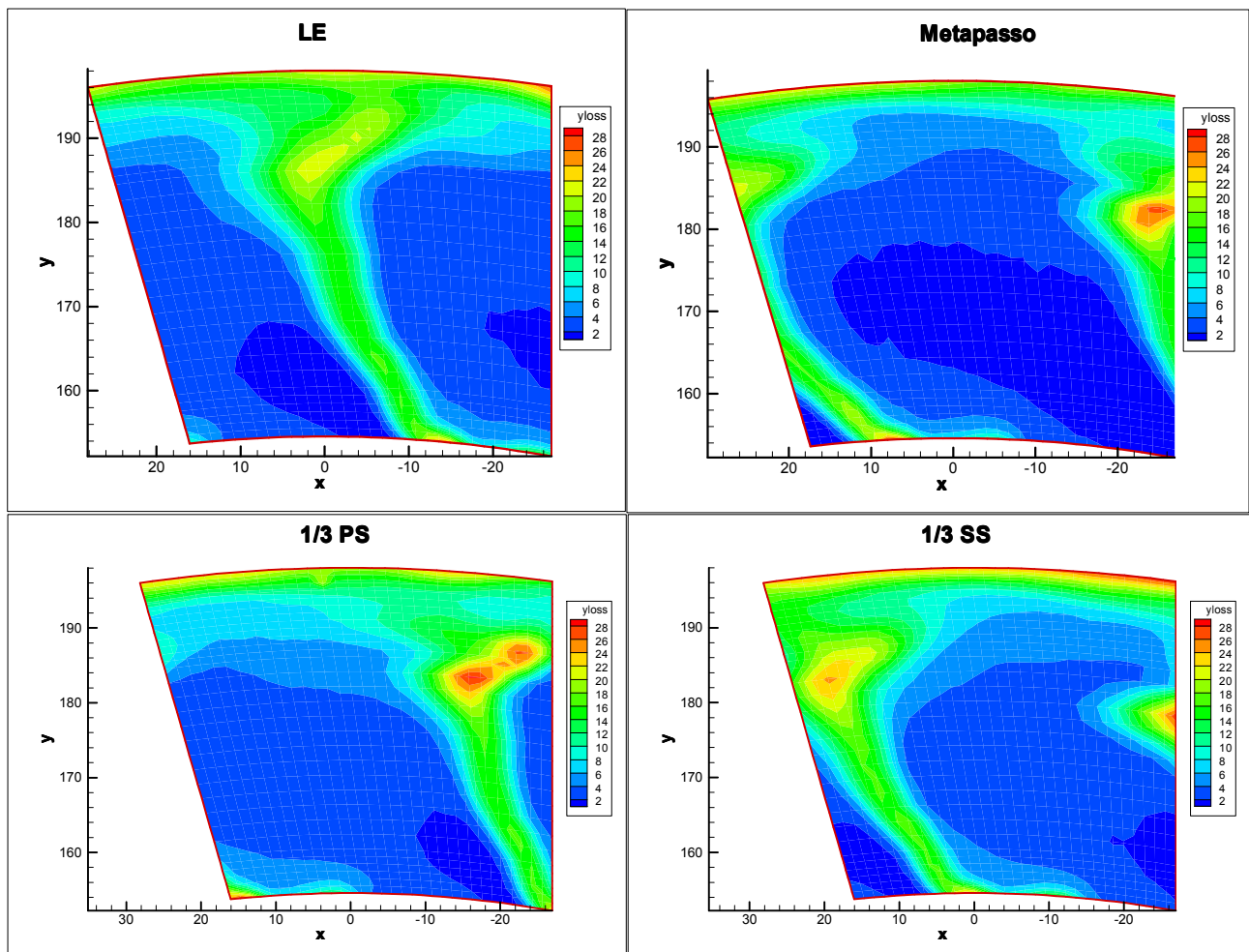


Figura 4.17: Andamento della perdita di pressione a valle statore senza iniezione nelle quattro posizioni: LE, metapasso, UnterzoPS, UnterzoSS

Da queste figure si può dire che all'interno del canale la perdita varia dal 2-6% a seconda delle varie posizioni.

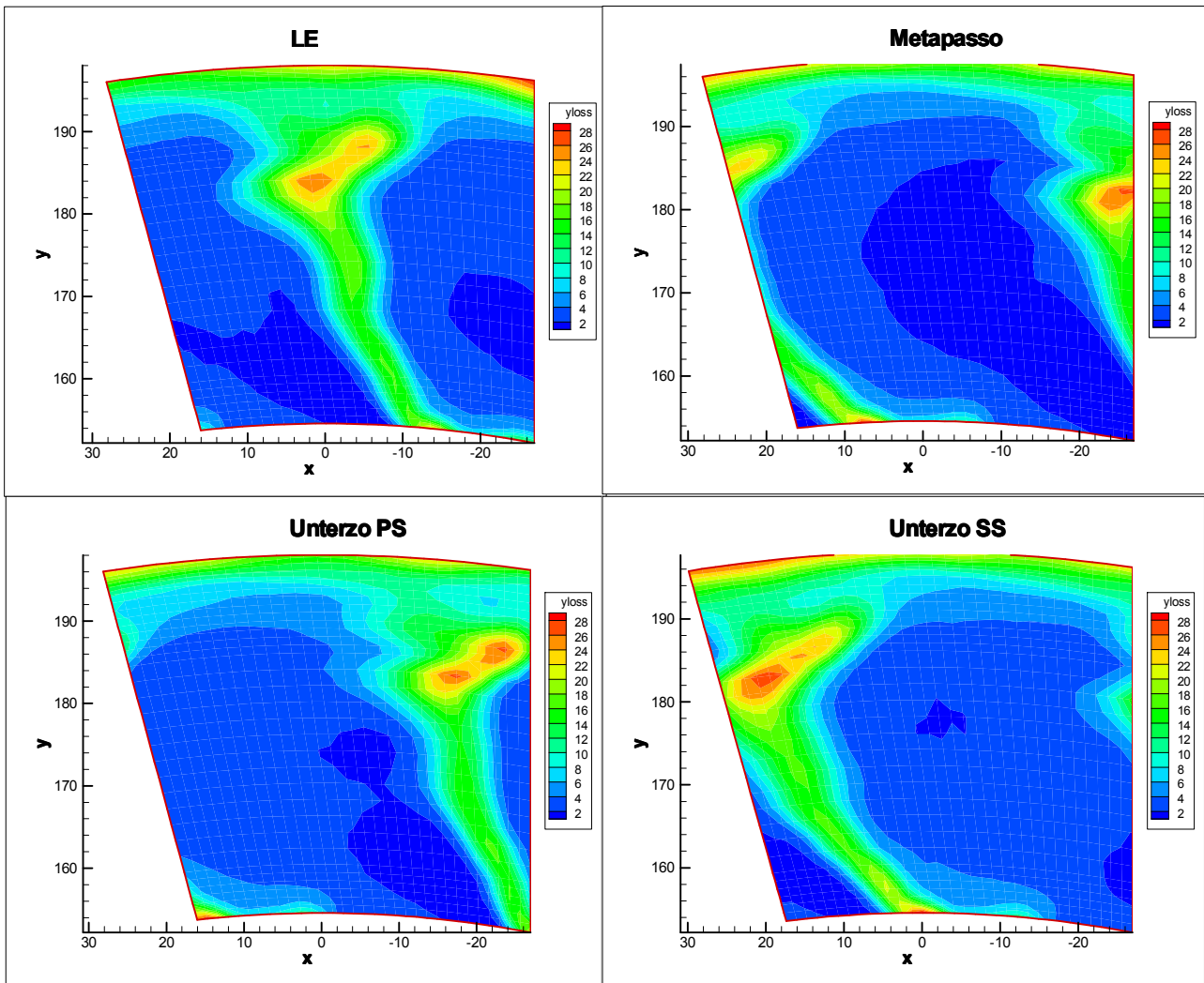


Figura 4.18: Andamento della perdita di pressione a valle statore con iniezione nelle quattro posizioni: LE,metapasso,UnterzoPS,UnterzoSS

In analogia a quanto visto per la temperatura al paragrafo precedente si riportano i quattro casi con iniezione a 220°C dove si illustra l' andamento della perdita di pressione. Come si può vedere anche con iniezione si ha una variazione di perdita all' interno del canale del 2-6 %, il cui andamento verrà successivamente approfondito con opportuni confronti.

4.4 Analisi del campo aerodinamico a valle statore

In questo paragrafo vengo fatti dei confronti nelle varie posizioni (LE, Metapasso, UnterzoPS, UnterzoSS) con differenti condizioni operative per quanto riguarda l' iniezione. Abbiamo confrontato i seguenti casi:

- Il caso con e senza iniettore per vedere l' influenza della scia di quest' ultimo chiamato (No flussovs Senza iniettore);
- Il caso con (T50°C e pressione 1bar) e senza iniezione per capire il contributo della sola iniezione nel flusso principale avente la stessa pressione e temperatura del getto iniettato chiamato (Confronto T50, 1bar vs No flusso);
- Il caso con iniezione (T220°C e pressione 1 bar) con il caso (T50°C e pressione 1bar) per vedere l' influenza della temperatura a pari pressione di iniezione chiamato (Confronto T200,1bar vs T50,1bar)
- L' ultimo caso con iniezione (T50°C e pressione 2,75 bar) con il caso (T50°C e pressione 1bar) chiamato (Confronto T50 2.75bar vs T50 1bar).

4.4.1 Confronto No flusso vs Senza iniettore

Il confronto tra questi due casi e per vedere l'influenza dell'iniettore (scia) nel campo di pressione nelle varie posizioni.

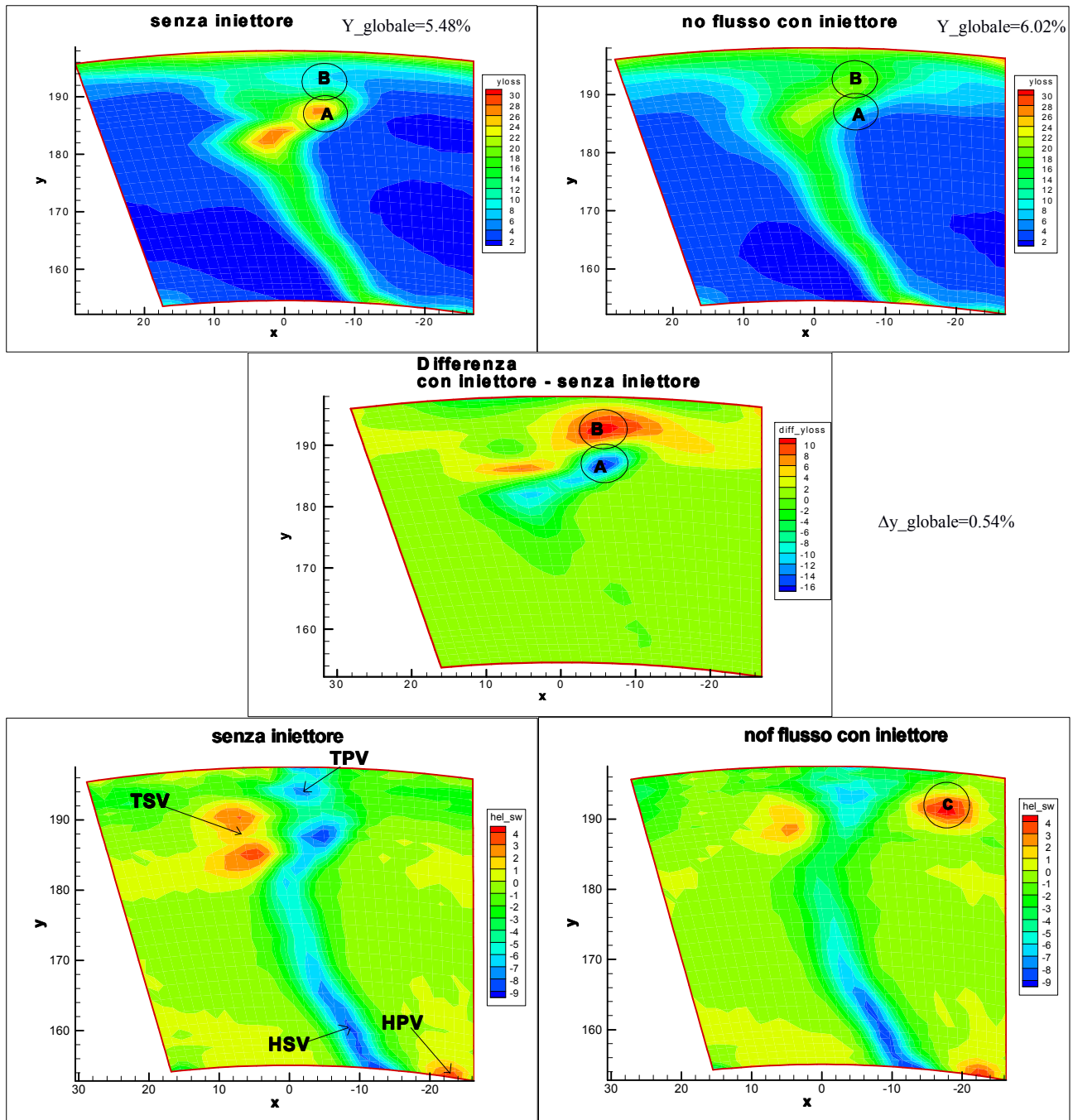


Figura 4.19: Confronto tra caso con iniettore e caso senza iniettore nella posizione di LE(Leading edge)

TPV: Il vortice di passaggio al tip.
 TSV: Shed vortex al tip.
 HPV: Il vortice di passaggio all' hub.
 HSV: Shed vortex all' hub.

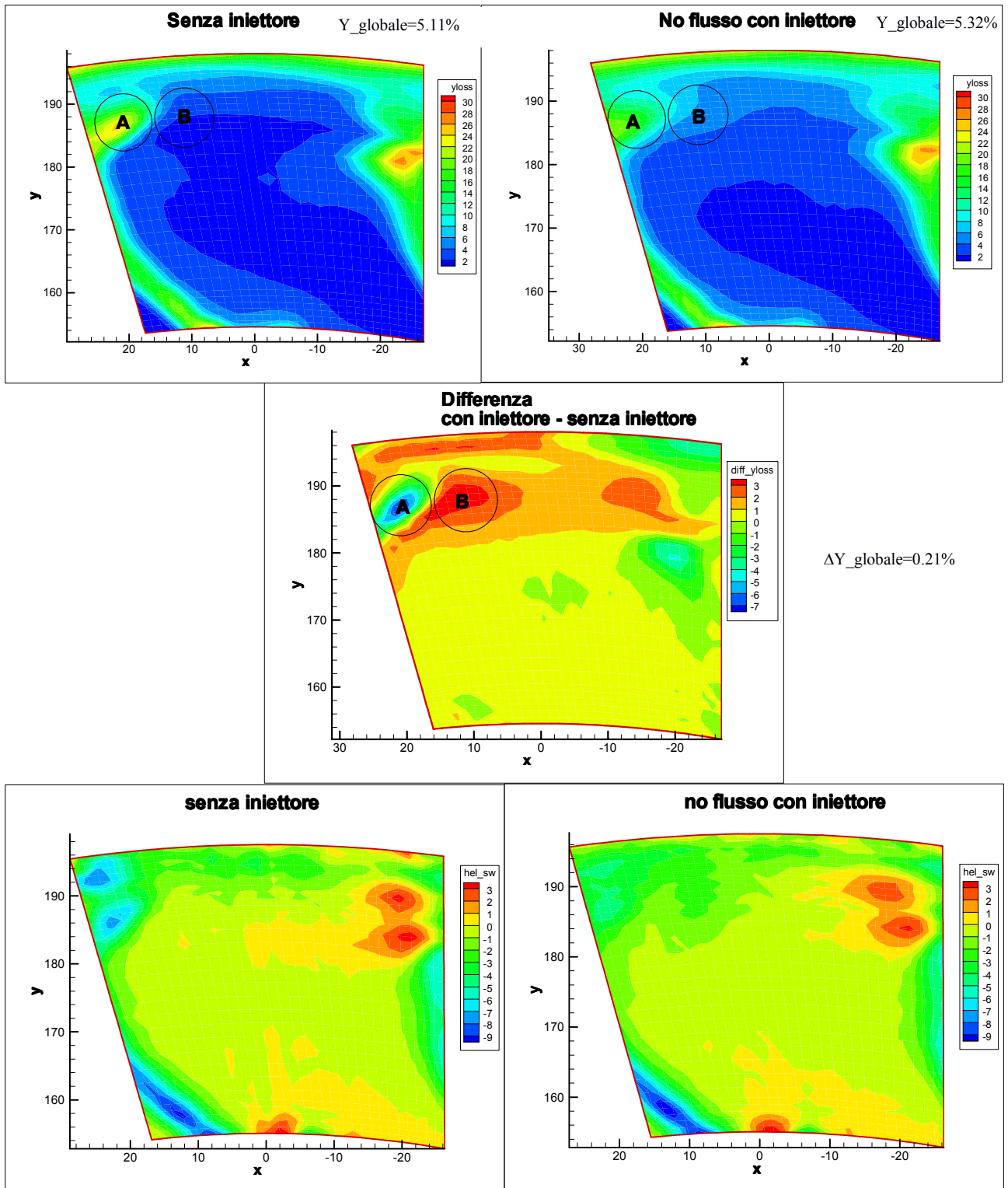


Figura 4.20: Confronto tra caso con iniettore e caso senza iniettore nella posizione di Metàpasso.

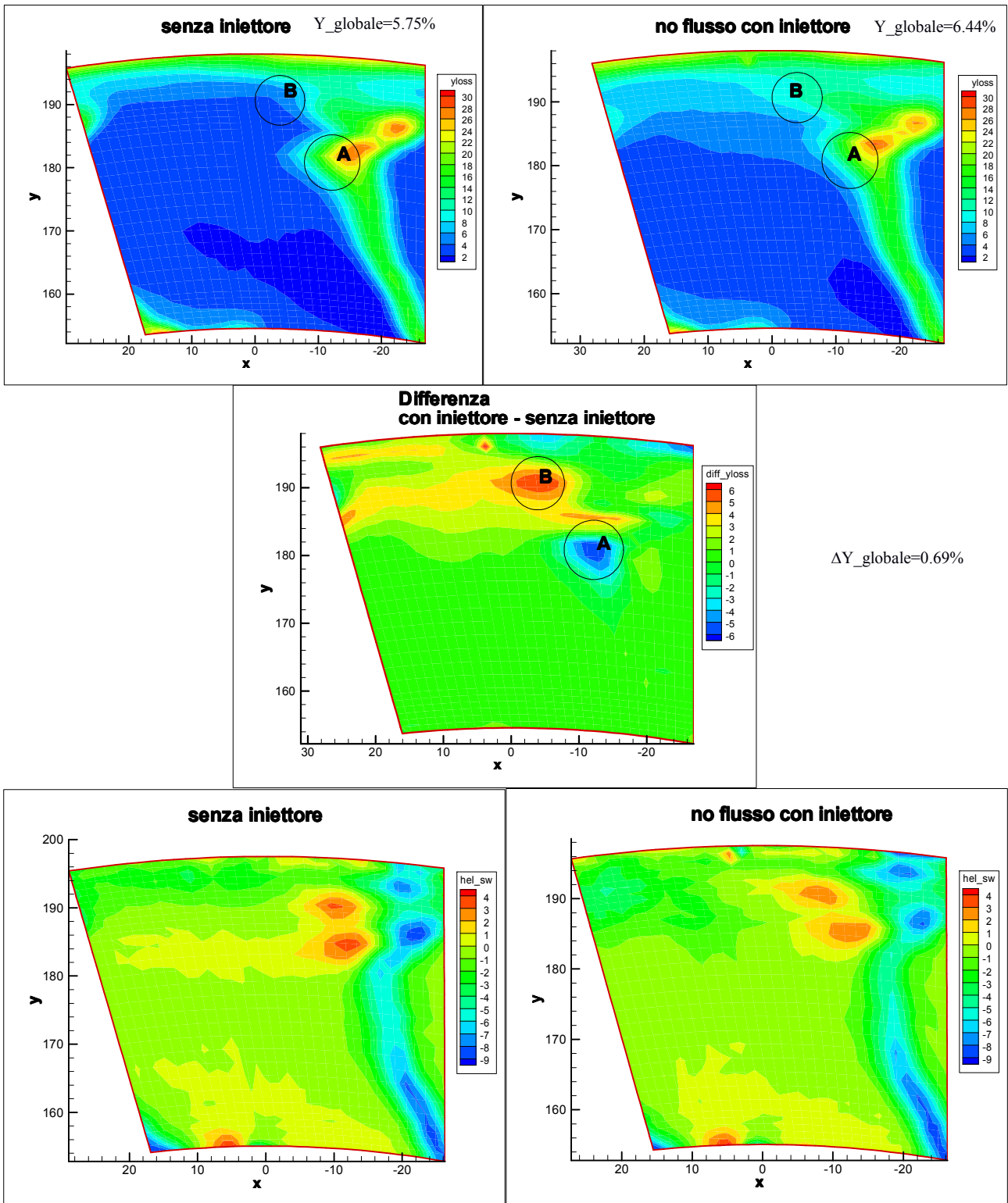


Figura 4.21: Confronto tra caso con iniettore e caso senza iniettore al posizione di UnterzoPS.

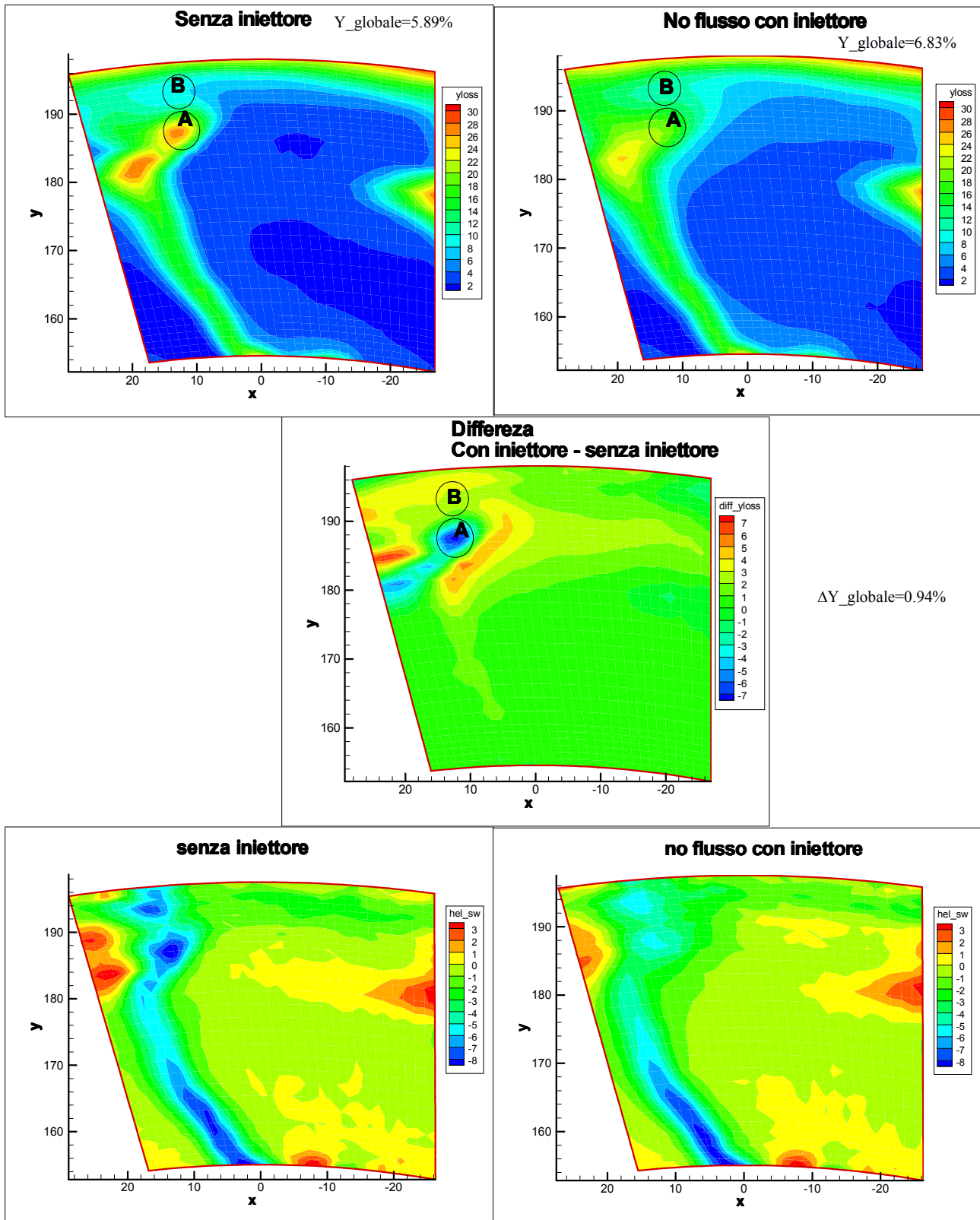


Figura 4.22: Confronto tra caso con iniettore e caso senza iniettore al posizione di UnterzoSS.

Dalle figure possiamo dire che nel caso senza iniettore ho una maggiore perdita dovuta ai flussi secondari che concentrano la perdita in corrispondenza della parete della pala (zona A). Invece nel caso con iniettore questi effetti vengono disturbati attenuando il picco di perdita in corrispondenza della parete; di contro si ha una perdita aggiuntiva dovuta alla presenza dell'iniettore (zona B). Questo è dovuto principalmente alla scia e turbolenza dell'iniettore che altera lo

sviluppo dello strato limite sulla cassa e quindi la formazione del flusso secondario (passage vortex) alterando conseguentemente lo shed vortex.

Tale effetto è principalmente evidente sul dorso, zona maggiormente sensibile ai flussi secondari e zona di origine dell' horse shoe vortex (ramo sul dorso)

Compressivamente con introduzione dell' iniettore abbiamo un modestissimo aumento delle perdite circa 0.5-1%.

Come si può vedere dai grafici relativi alla vorticità c'è una analogia con i grafici delle perdite infatti l' introduzione dell' iniettore modica la vorticità diminuendola in intensità soprattutto per quanto riguarda il vortice di passaggio(TPV) e il vortice di scia chiamato anche shed vortex (TSV). Questo si è verificato anche nei grafici delle perdite attraverso un valore massimo di perdita più basso ma una zona maggiormente dilatata.

Dalla figura 4.19 si può vedere al tip (zona C), un vortice aggiuntivo (vortice a ferro di cavallo) generato dalla presenza dell' iniettore. Dalla figura 4.23 si può vedere la generazione di questo vortice.

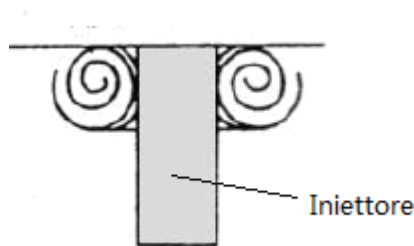


Figura 4.23: Generazione vortice aggiuntivo

4.4.2 Confronto T50 1bar vs No flusso

In questo confronto abbiamo considerato la situazione con iniezione (T50°C e Pressione 1 bar) con quella di riferimento citata nel paragrafo precedente per vedere il solo contributo dato dall'iniezione.

Risulta interessante vedere oltre alle perdite e alla vorticità anche la variazione dell'incidenza.

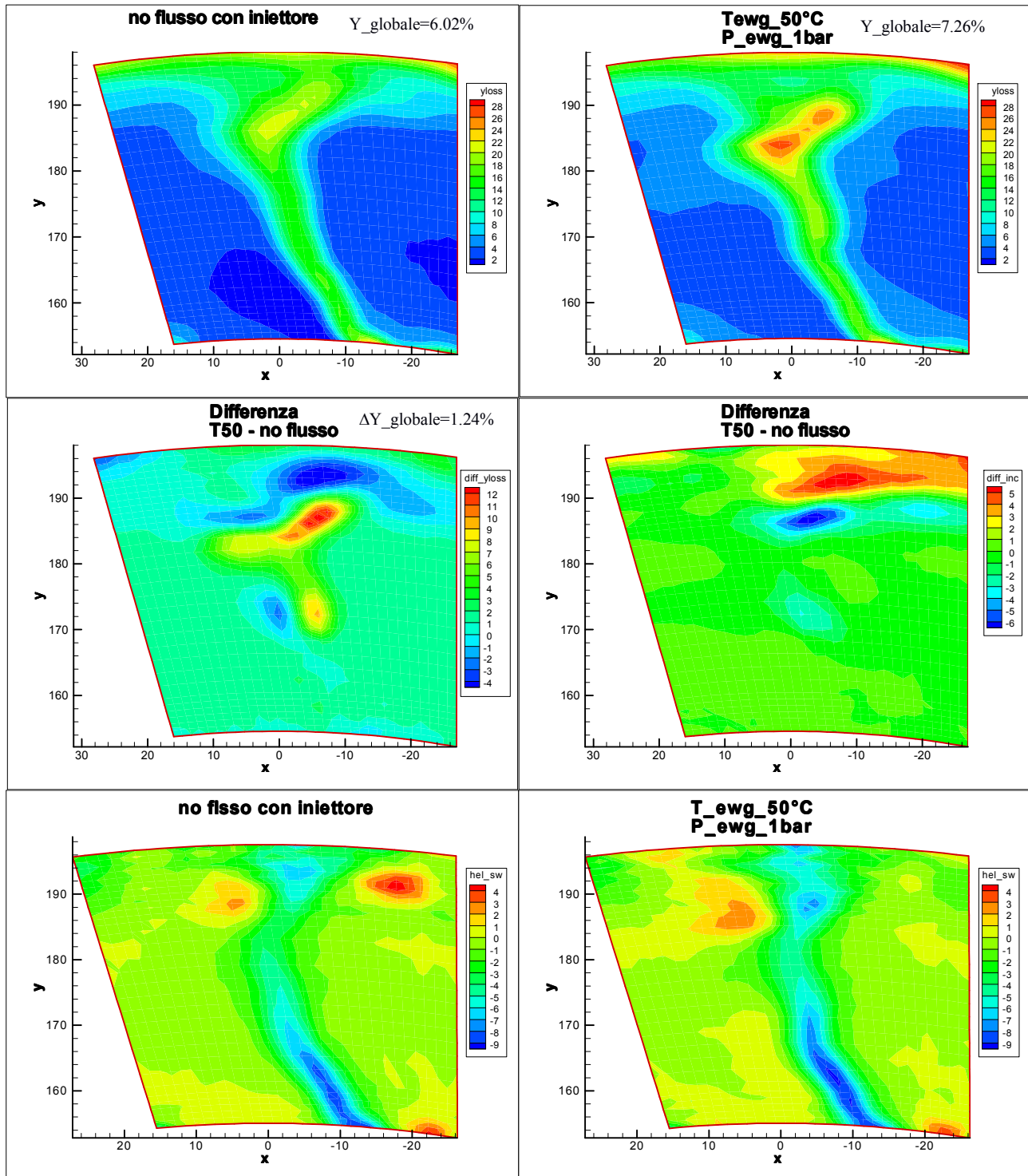


Figura 4.24: Confronto tra caso T50 e il caso con iniettore senza flusso alla posizione di LE.

Le perdite aumentano leggermente nel caso di iniezione; questo dovrebbe essere legato alla turbolenza generata dall'iniezione stessa. Dalle misure sembra che l' effetto della soppressione della scia dell' iniettore sia trascurabile rispetto al miscelamento del getto. Per quanto riguarda la vorticità anche in questo caso siamo in analogia con l' andamento della perdita infatti si può vedere una scia della pala maggiormente definita, inoltre con l' iniezione il vortice sul dorso è stato ridotto. La differenza di incidenza nel canale risulta essere molto piccola infatti stiamo iniettando in condizioni uguali al flusso principale.

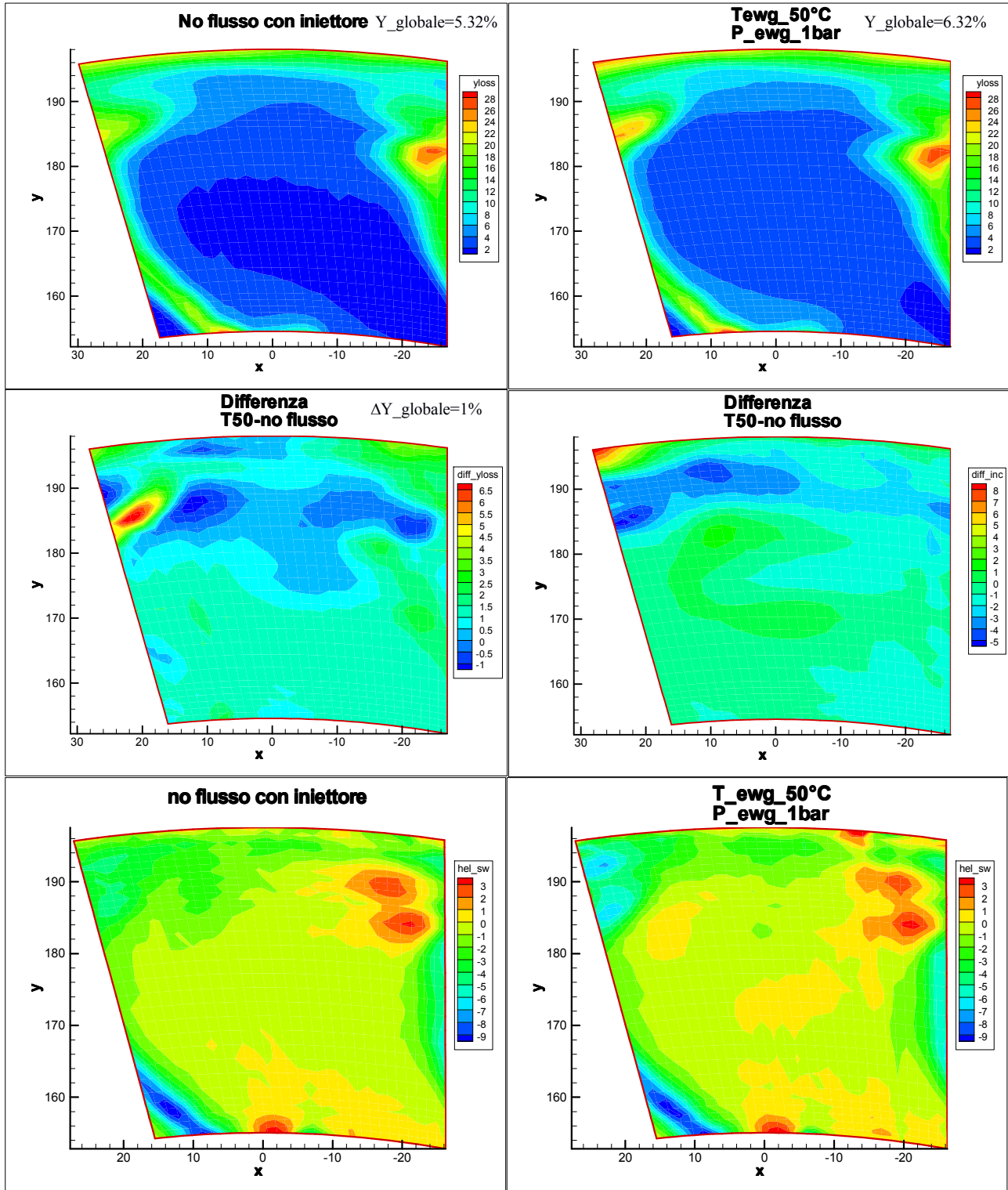


Figura 4.25 Confronto tra caso T50 e il caso con iniettore senza flusso al posizione di metàpasso.

Dalla figura 4.25, la differenza delle perdite, dell' incidenza e della vorticità risulta essere trascurabile, comunque c'è sempre un leggero aumento di perdita e di vorticità dato dall' iniezione come il caso precedente.

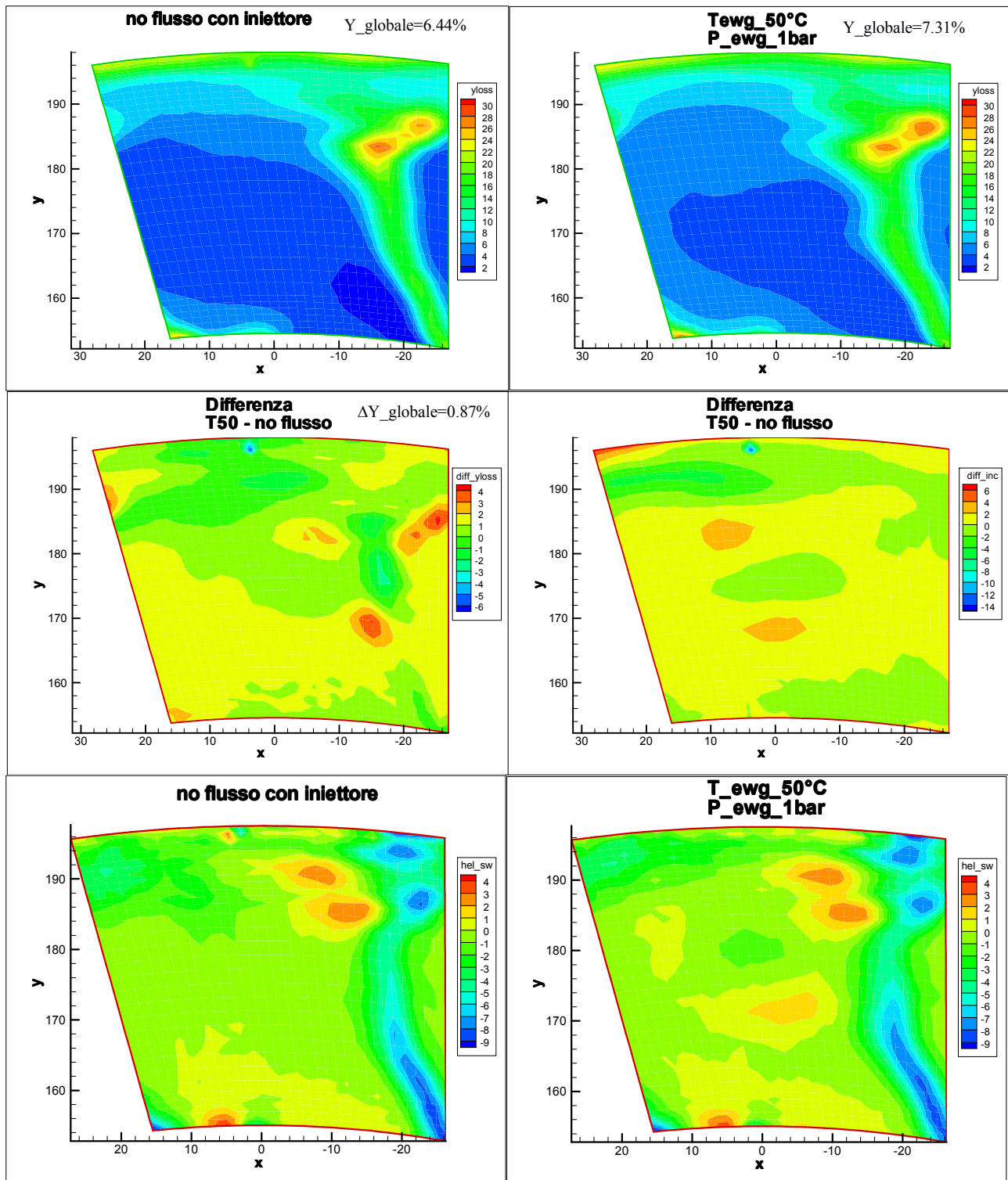


Figura 4.26: Confronto tra caso T50 e il caso con iniettore senza flusso al posizione di UnterzoPS.

La situazione è molto analoga al metàpasso, l'iniezione crea sempre un leggero aumento delle perdite e vorticità.

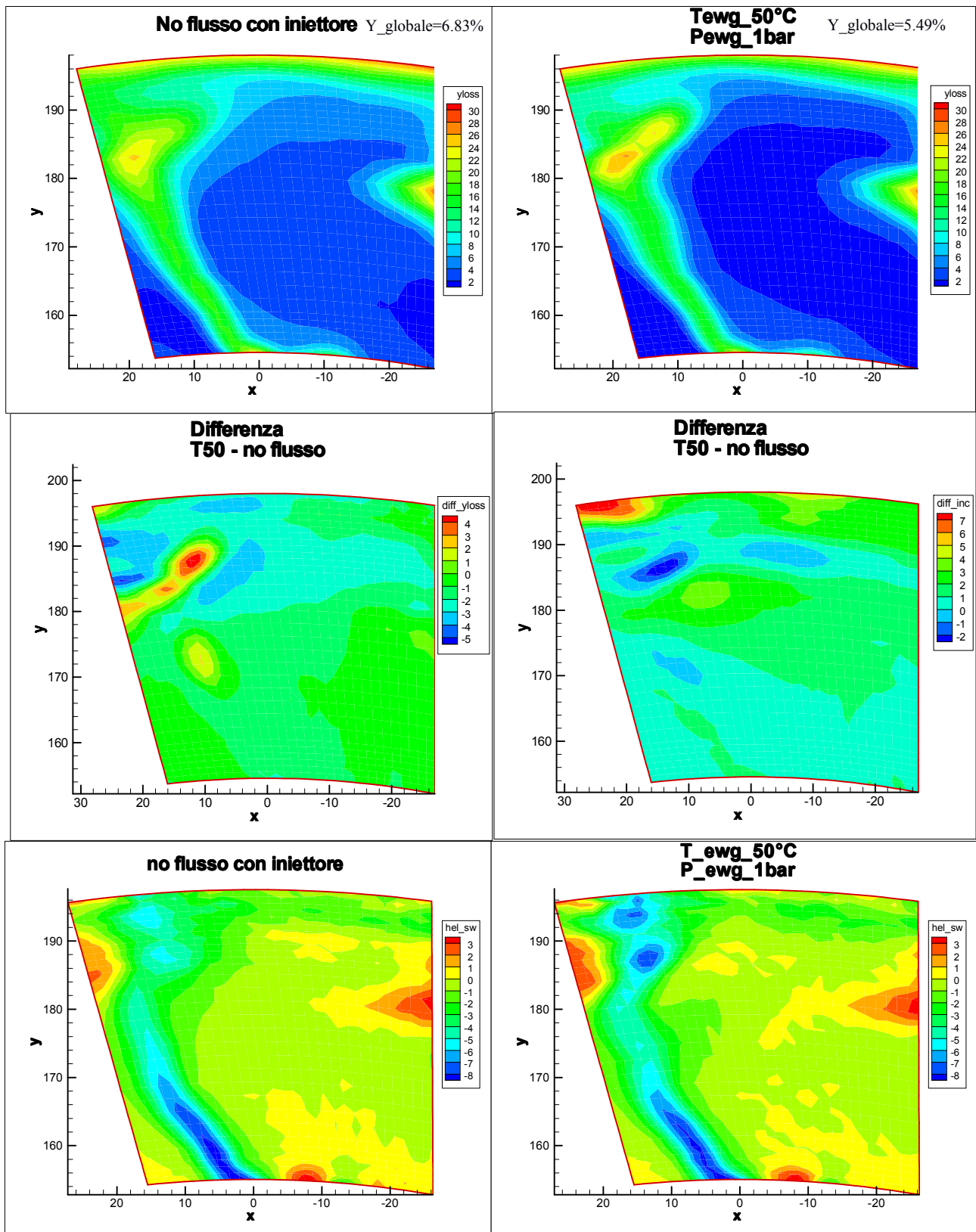


Figura 4.27: Confronto tra caso T50 e il caso con iniettore senza flusso alla posizione di UnterzoSS.

Nel caso di UnterzoSS le perdite di pressione sono basse rispetto al caso no-flusso in contrasto a quanto visto fino ad ora, comunque la differenza risulta essere sempre piccola circa 1.3%, per quanto riguarda l'incidenza possiamo dire le stesse cose dette in precedenza. La vorticità è in analogia a quanto visto. Si può osservare rispetto agli altri tre casi un andamento contrario delle perdite, questo ci ha portato ad analizzare il successivo passo del canale e ci ha confermato

Risultati

che il canale da noi investigato risulta avere una leggera differenza geometrica infatti soltanto pochi passi risultano essere simili tra loro. Questo è dovuto a una imperfetta costruzione e assemblaggio della macchina. Concludendo, in questo confronto, possiamo dire che, sia le perdite, sia la vorticità, per la maggior parte dei casi risultano avere un leggero incremento circa 1% con l' iniezione. Per quanto riguarda l' incidenza risulta essere abbastanza simile nei due casi, ci sono solamente delle leggere differenze nella zona di iniezione e in quella critica nella scia della pala.

4.4.3 Confronto T200, 1bar vs T50, 1bar

Dal confronto del paragrafo precedente abbiamo concluso che non ci sono differenze sostanziali quindi possiamo analizzare l' influenza di temperatura a pari pressione sul campo aerodinamico prendendo come nuovo riferimento il caso con iniezione (T50°C e 1 bar).

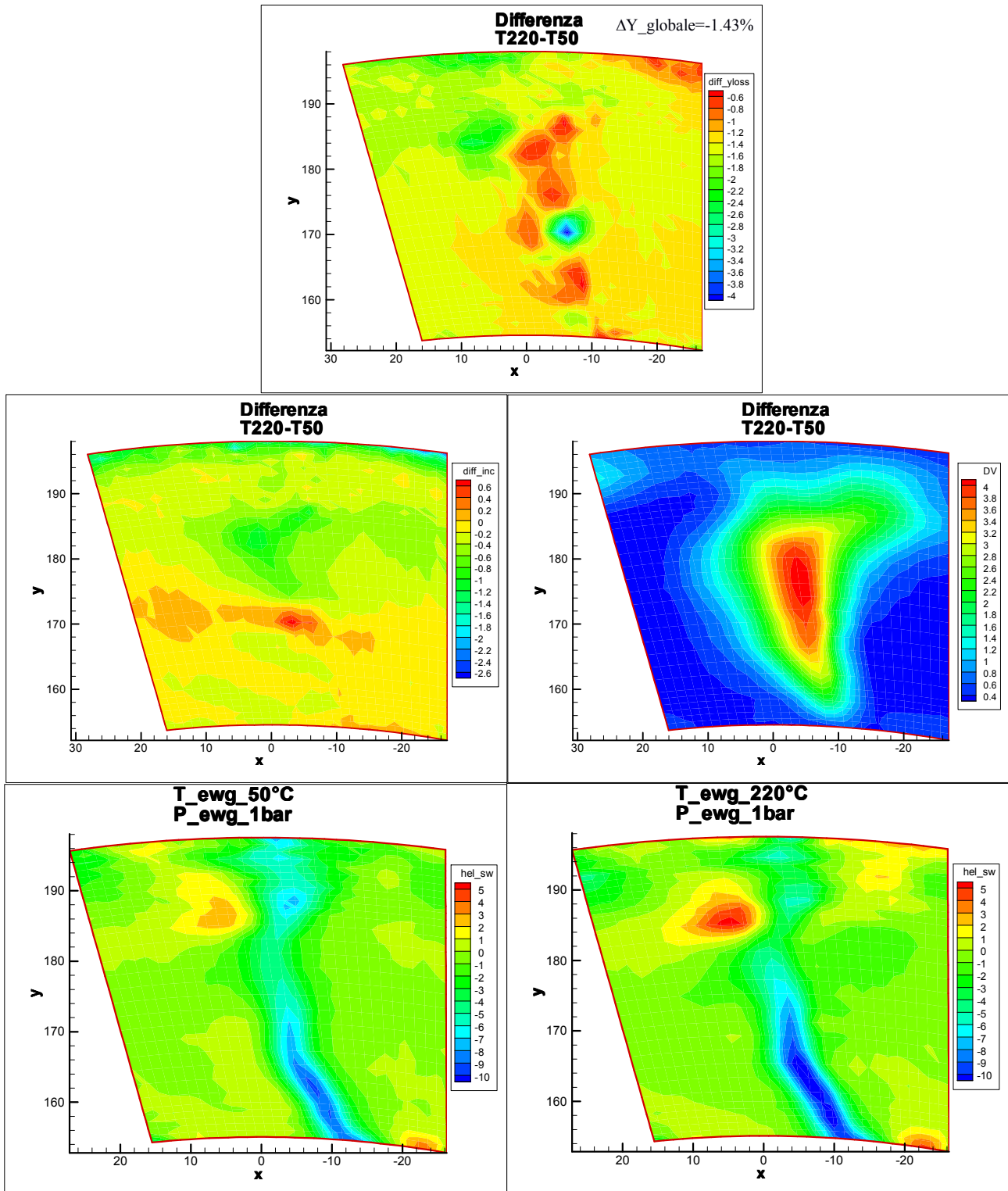


Figura 4.28: Confronto tra caso T220 e il caso T50 al posizione di LE.

Nel caso T220 °C vediamo che l'incidenza e le perdite diminuiscono sensibilmente rispetto al caso (T50°C e 1 bar) questo può essere attribuito a un piccolo incremento di velocità come

illustrato (circa 2% considerando una velocità in uscita di 200 m/s). La velocità è stata calcolata assegnando una temperatura totale a valle uguale a 50 °C. Per quanto riguarda la vorticità il campo risulta principalmente uguale: lo shed vortex (TSV) viene incrementato mentre il passage vortex (TPV) risulta indebitato al Tip invece all' hub si ha un incremento della vorticità legata alla scia. Tale condizione sembra essere legata alla variazione di carico sulla palettatura ed a un contributo aggiuntivo di vorticità sulla parte superiore del canale.

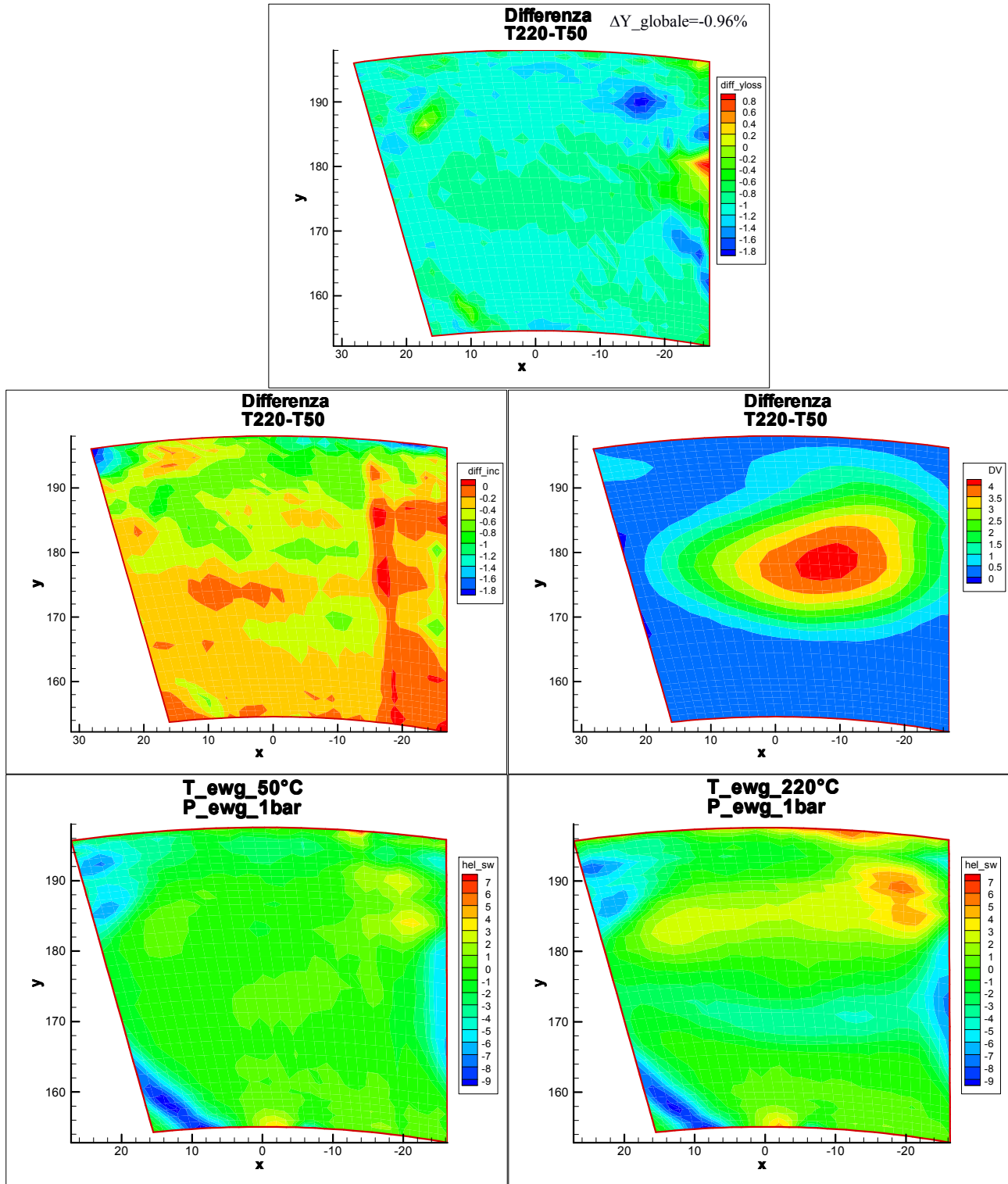


Figura 4.29: Confronto tra caso T220 e il caso con T50 al posizione di metàpasso.

La conclusione del metapasso è simile al LE, non hanno sostanziali variazioni della perdita e dell'incidenza con un leggero aumento della vorticità.

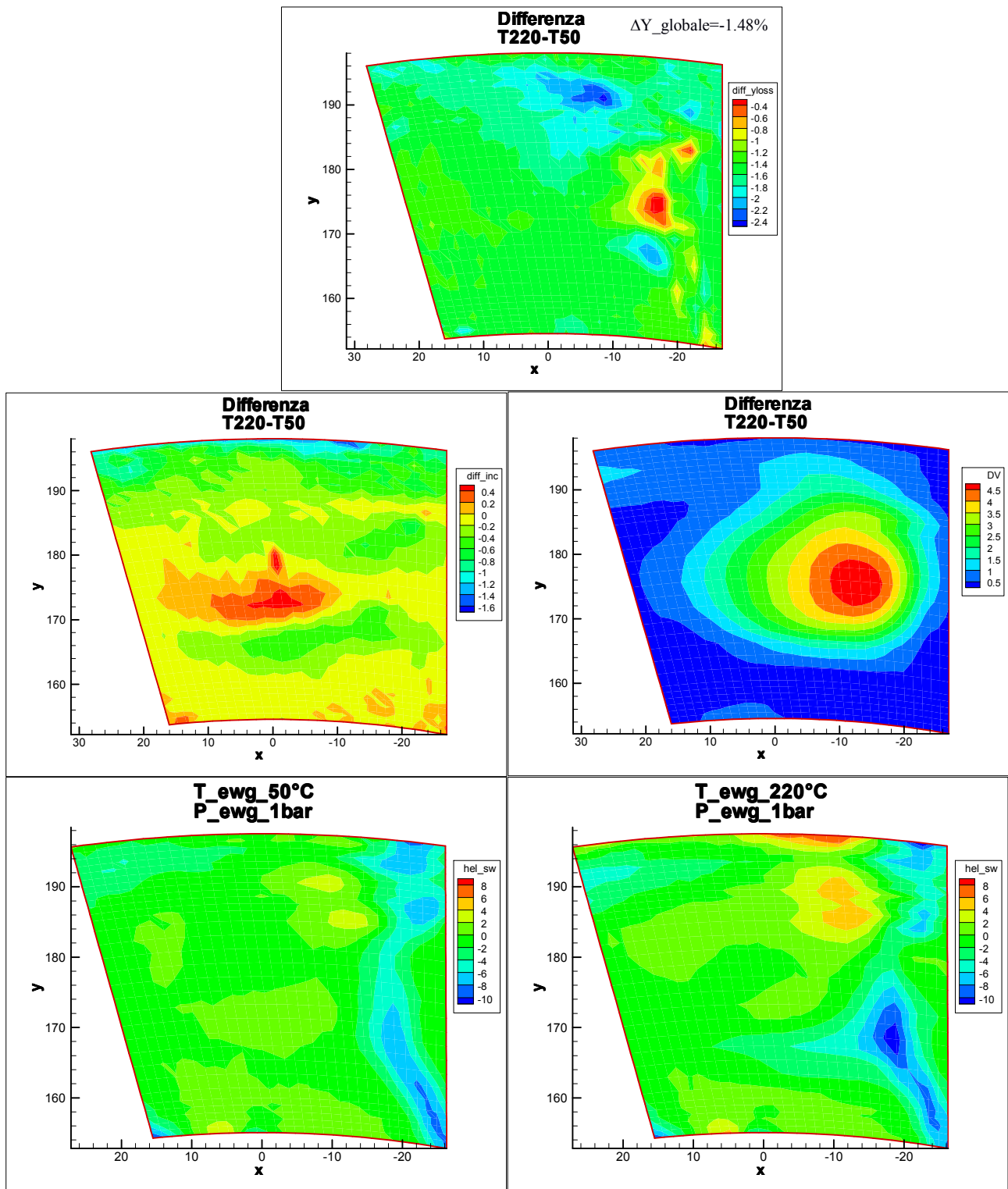


Figura 4.30: Confronto tra caso T220 e il caso con T50 al posizione di UnterzoPS.

I risultati sono simili a metapasso e LE poiché non abbiamo trovato significative differenze per le grandezze acquisite.

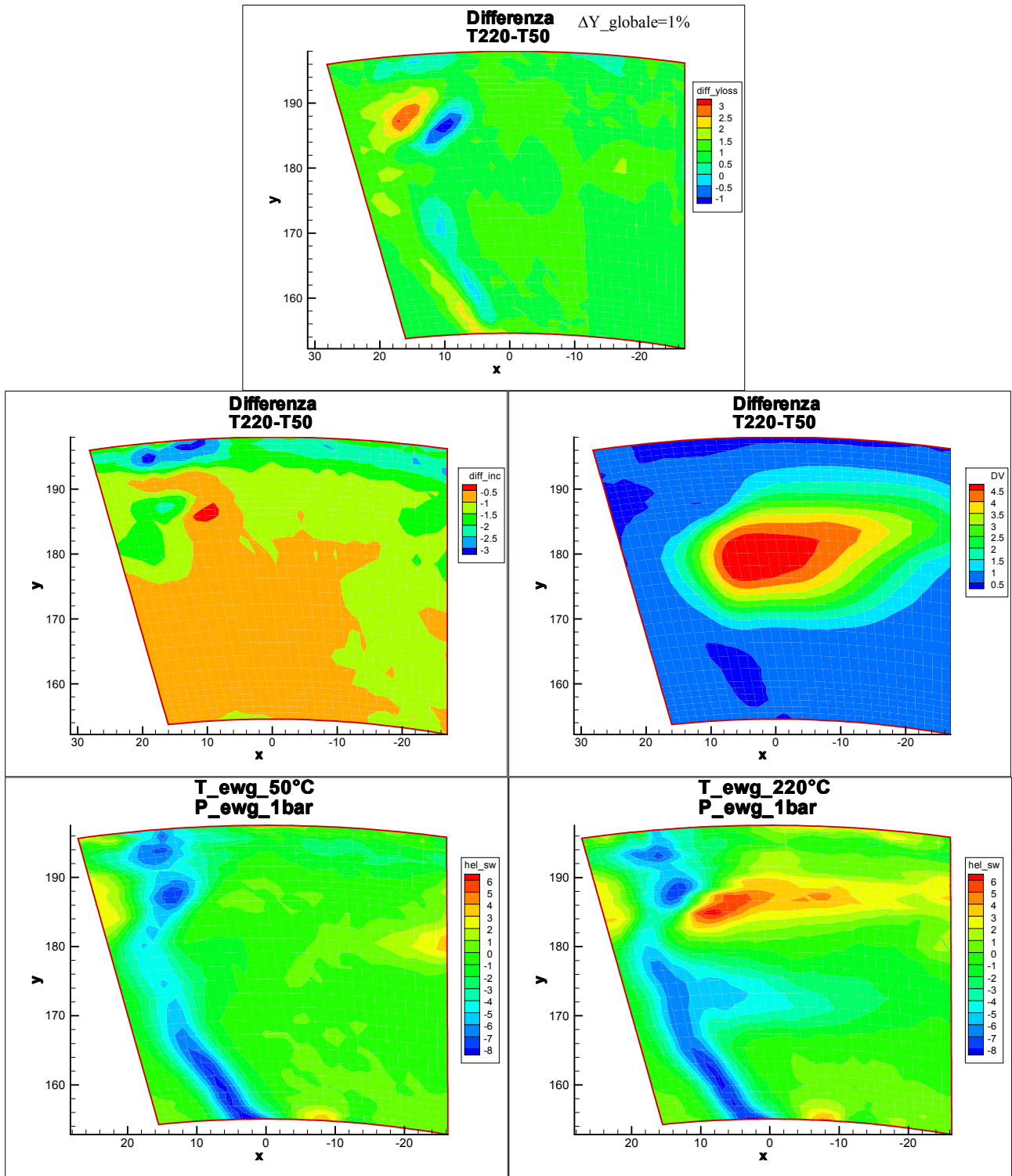


Figura 4.31: Confronto tra caso T220 e il caso con T50 al posizione di UnterzoSS.

Con riferimento alla figura 4.31, nel caso 1/3 SS le perdite vengono più alte nel caso T220 rispetto al caso T50 (circa 1%), situazione in contrasto con quanto trovato negli altri casi ma la differenza è sempre piccola, per quanto riguarda l'incidenza non si hanno forti variazioni.

Si nota comunque nei casi (LE, 1/3PS e metapasso) che la diminuzione di perdita è dominata da una velocità del flusso leggermente maggiore (legata al Mach) e quindi una pressione totale a valle statore più alta. In questi casi l'incremento di vorticità non sembra influenzare l'andamento della perdita.

Risultati

In generale, da questi 4 confronti possiamo dire che l' influenza del aumento di temperatura dell'aria iniettata altera modo modesto il campo aerodinamico influenzando principalmente quello termico. In tutti i casi si è notato un aumento di velocità locale e di vorticità streamwise.

4.4.4 Confronto T50 2.75bar vs T50 1bar

In questo confronto abbiamo fatto le prove con getto veloce quindi con una pressione dell'aria a monte EWG di 2.75 bar che da il massimo rapporto di velocità raggiungibile (circa 3 volte la velocità media del flusso) mantenendo la temperatura di iniezione uguale a quella del flusso principale (T 50°C). Questo caso ci serve per capire come viene modificato il campo aerodinamico in presenza di un getto veloce rispetto alla sola influenza della temperatura.

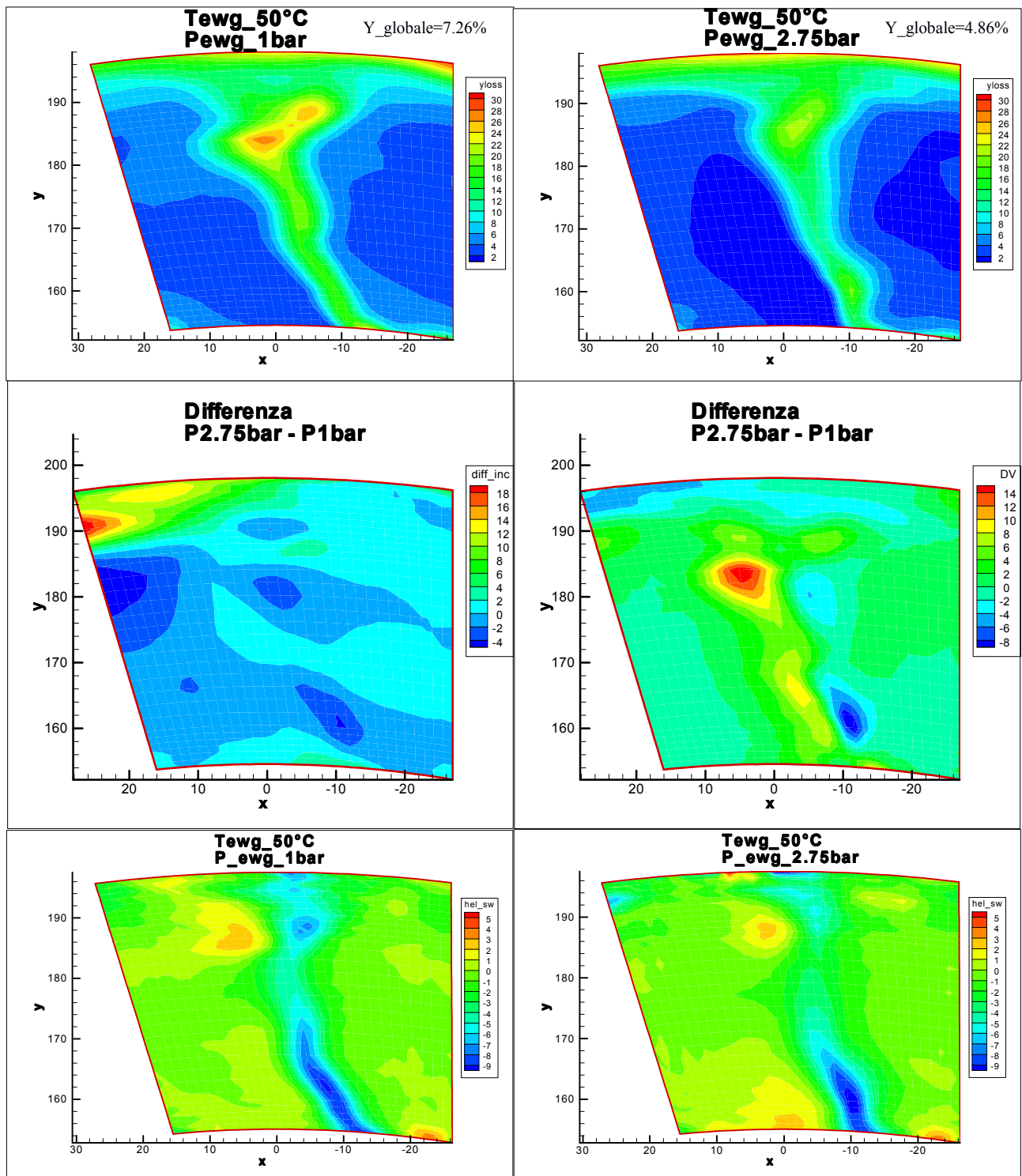


Figura 4.32: Confronto tra caso P2.75bar e il caso con P1bar al posizione di LE

Come detto in precedenza, questa posizione risulta molto critica da analizzare: da un punto di vista delle perdite si può vedere un parziale assorbimento della scia della pale nella zona del tip e un valore di perdita negativo (nel nostro grafico viene positivo perchè abbiamo uguagliato le scale) nel caso di getto veloce. Tale valore nasce dalla definizione stessa di y che prende come valore di riferimento quello a monte del flusso principale. La differenza di incidenza varia molto in corrispondenza del getto, in particolare si ha una diminuzione dovuta a una maggior quantità di moto in direzione assiale. Significativa è anche la variazione di incidenza al tip, in questo caso positiva, dovuta all' interazione tra getto e flusso adiacente. Tuttavia non si ha un incremento sostanziale di velocità (14 m/s) e si vede come questo si distribuisce nella direzione radiale della scia. Per quanto riguarda la vorticità anche per questa grandezza non ci sono significativi cambiamenti.

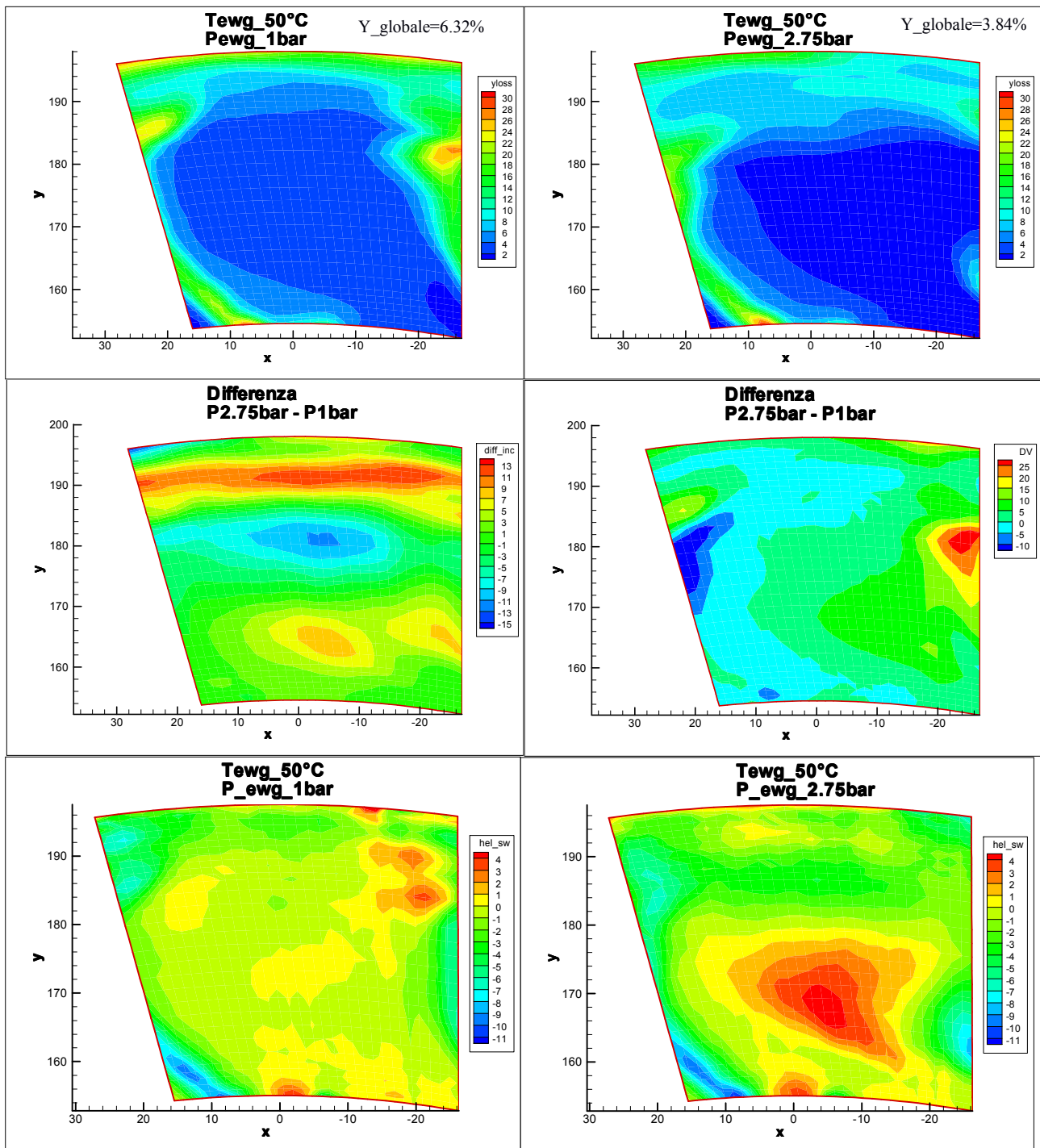


Figura 4.33: Confronto tra caso P2.75bar e il caso con P1bar al posizione di metapasso.

Invece nella posizione della metapasso, abbiamo un aumento dell'incidenza verso il tip e una diminuzione nella zona di iniezione: questo può essere giustificato dal fatto che in corrispondenza dell' iniezione del getto si ha una maggior quantità di moto che tende a conservarsi nella direzione assiale, invece nella zona circostante, principalmente verso il Tip, si ha una decelerazione del flusso che tende quindi a subire una maggior deflessione imposta dalla pala. Dal grafico delle perdite vediamo un picco di pressione verso l' hub con una differenza di velocità rispetto al caso P 1bar di circa 25 m/s (questo può essere influenzato sia dal leaning della pala ma soprattutto dall' elevata pressione di iniezione che tende a conservare il moto nella direzione radiale verso l' hub come mostrato nella figura 4.34a), inoltre si può notare come nella parte a destra di figura 4.34b dove si trova la scia, cioè quella verso la quale il getto si dirige nel suo moto ad elevata quantità di moto, subisce una significativa distorsione e questo causa una significativa differenza di velocità, deviazione e vorticità. Infine anche nel grafico della vorticità vediamo in corrispondenza del getto una intensità di questa maggiore con un parziale riassorbimento dei vortici presenti al Tip.

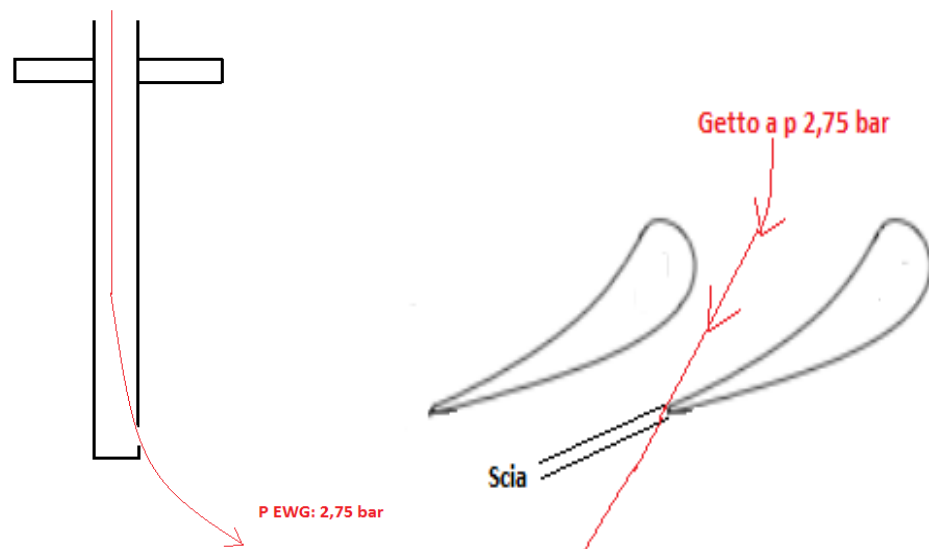


Figura 4.34a: Direzione flusso con P EWG 2,75 bar.....Figura 4.34b: Distorsione scia

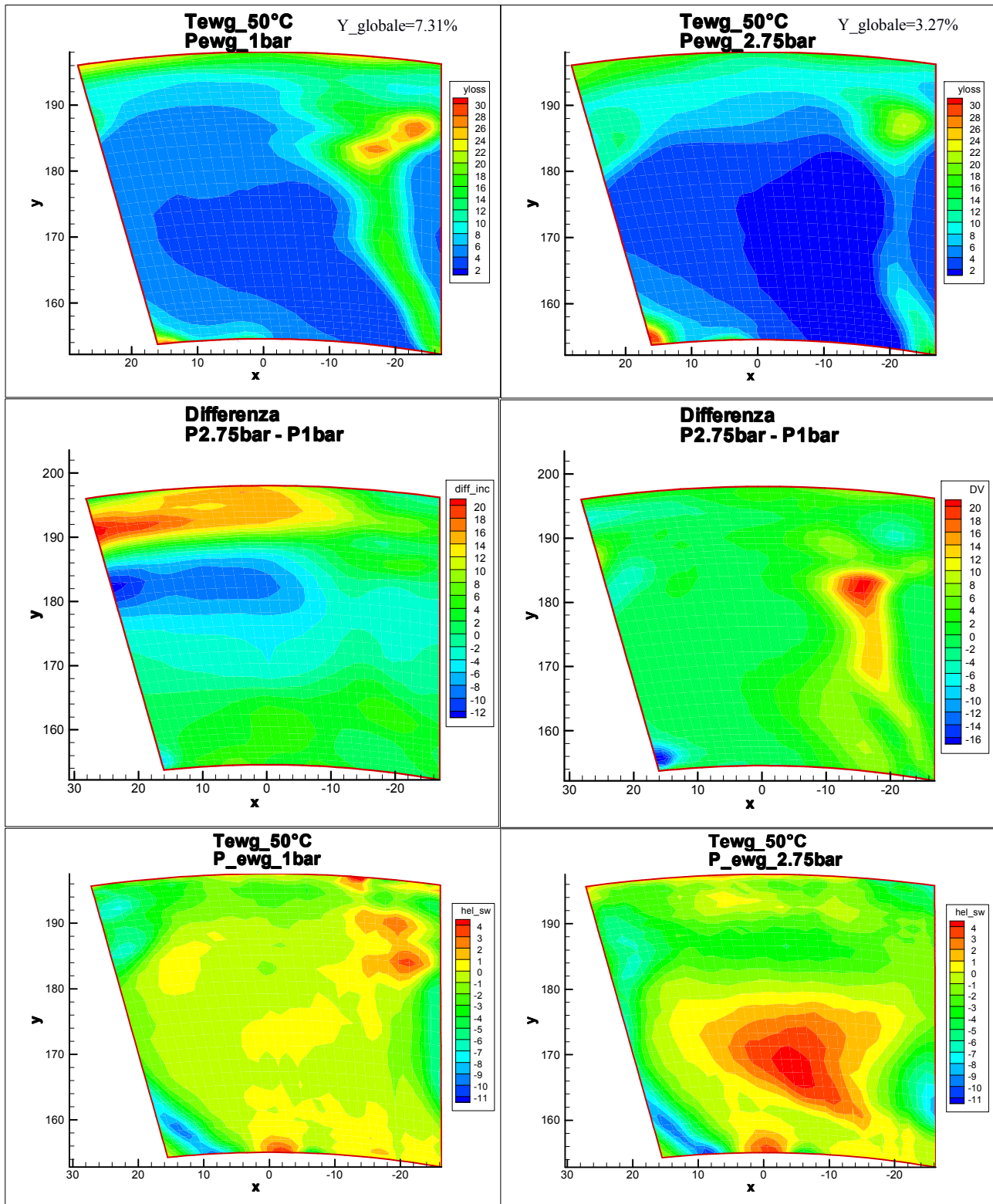


Figura 4.35: Confronto tra caso P2.75 bar e il caso con P1bar al posizione di UnterzoPS

Nella posizione di UnterzoPS la situazione è simile al metapasso per le grandezze illustrate con un quasi totale riassorbimento della scia della pala.

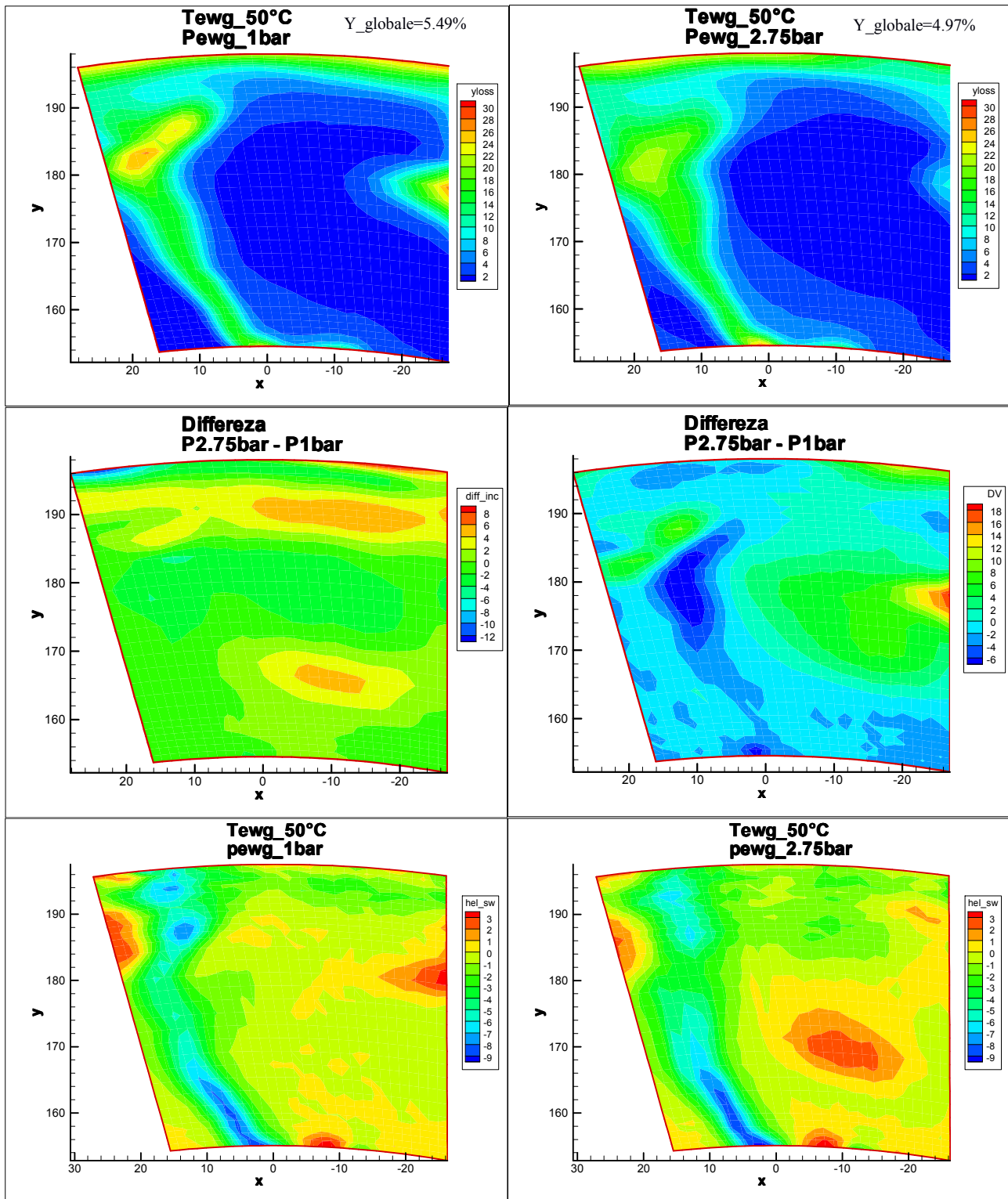


Figura 4.36: Confronto tra caso P2.75 bar e il caso con P1bar al posizione di UnterzoSS

Per questo caso valgono le considerazioni fatte fino ad ora con una leggera riduzione della differenza di incidenza rispetto al caso con iniezione 1 bar dovuta a una minore deflessione subita dal flusso in questa posizione. Conseguente a questo motivo si nota anche una minore differenza di velocità e di vorticità.

Infine possiamo concludere che con un flusso veloce iniettato la cui velocità è circa tre volte la velocità media abbiamo un significativo cambiamento del campo aerodinamico (maggiore quantità di moto) con un aumento massimo di velocità di circa il 12,5% a fronte del 2% che era stato ottenuto variando la temperatura di contro abbiamo una variazione di incidenza, deviazione e

Risultati

perdite molto maggiore rispetto al caso ottenuto mantenendo costante la pressione e variando solo la temperatura.

4.5 Calcolo Potenza

Abbiamo pensato, al fine di verificare che i dati acquisiti fossero corretti con la realtà, di calcolare l'entalpia e la potenza sia monte che a valle per verificare la conservazione di queste grandezze.

4.5.1 Monte dello statore

Per il calcolo della potenza usiamo i seguenti formule:

$$\rho = \frac{P_s}{R \cdot T_t_s} \quad (17)$$

$$\left(\frac{\gamma-1}{2}\right) \cdot M^2 + 1 = \left(\frac{P_t}{P_s}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (18)$$

$$T_{s_s} = T_{t_s} \cdot \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} \cdot M^2\right) \quad (19)$$

$$a = \frac{v}{M} \quad v = M \cdot \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_{s_s}} \quad (20)$$

$$\dot{m} = \rho \cdot v \cdot A \quad (21)$$

$$P = \dot{m} \cdot C_p \cdot T_{t_s} \quad (22)$$

$$H_t = C_p \cdot T_{t_s} \quad (23)$$

I dati P_s , T_{t_s} , P_t , T_{s_s} sono quelli ricavati ed elaborati sperimentalmente, successivamente attraverso il software fortran calcoliamo la potenza totale.

Per quanto riguarda l' area abbiamo discretizzato il canale come mostrato in figura4.37 cioè per ogni punto acquisito abbiamo costruito le rispettive 'aree' e infine abbiamo calcolato la potenza come viene mostrato nella formual(24)

$$P_{tot} = \sum A_i \cdot \rho_i \cdot V_i \cdot C_p \cdot T_t \quad (24)$$

γ : Coefficiente costante pare a 1.4.
 T_{ts} : Temperatura totale della sonda.
 T_{ss} :Temperatura statica della sonda.
 H_t : Entalpia totale
 P : Potenza
 C_p :Calore specifico a pressione costante
 ρ : Densità fluido

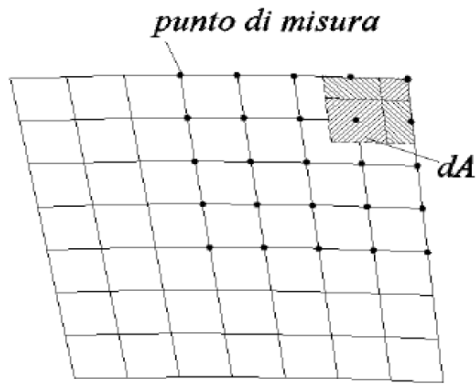


Figura 4.37: Rappresentazione della suddivisione in aree del canale

4.5.2 Interpolazione

Per il calcolo della potenza a valle statore, dobbiamo trasportare il campo di temperatura su quello di pressione o viceversa per avere una sola griglia finale dove poter discretizzare la sezione di canale di nostro interesse. Questo è stato possibile tramite una "Subroutine" di fortran che era già stata utilizzata nel precedente lavoro di tesi chiamata 'blint'

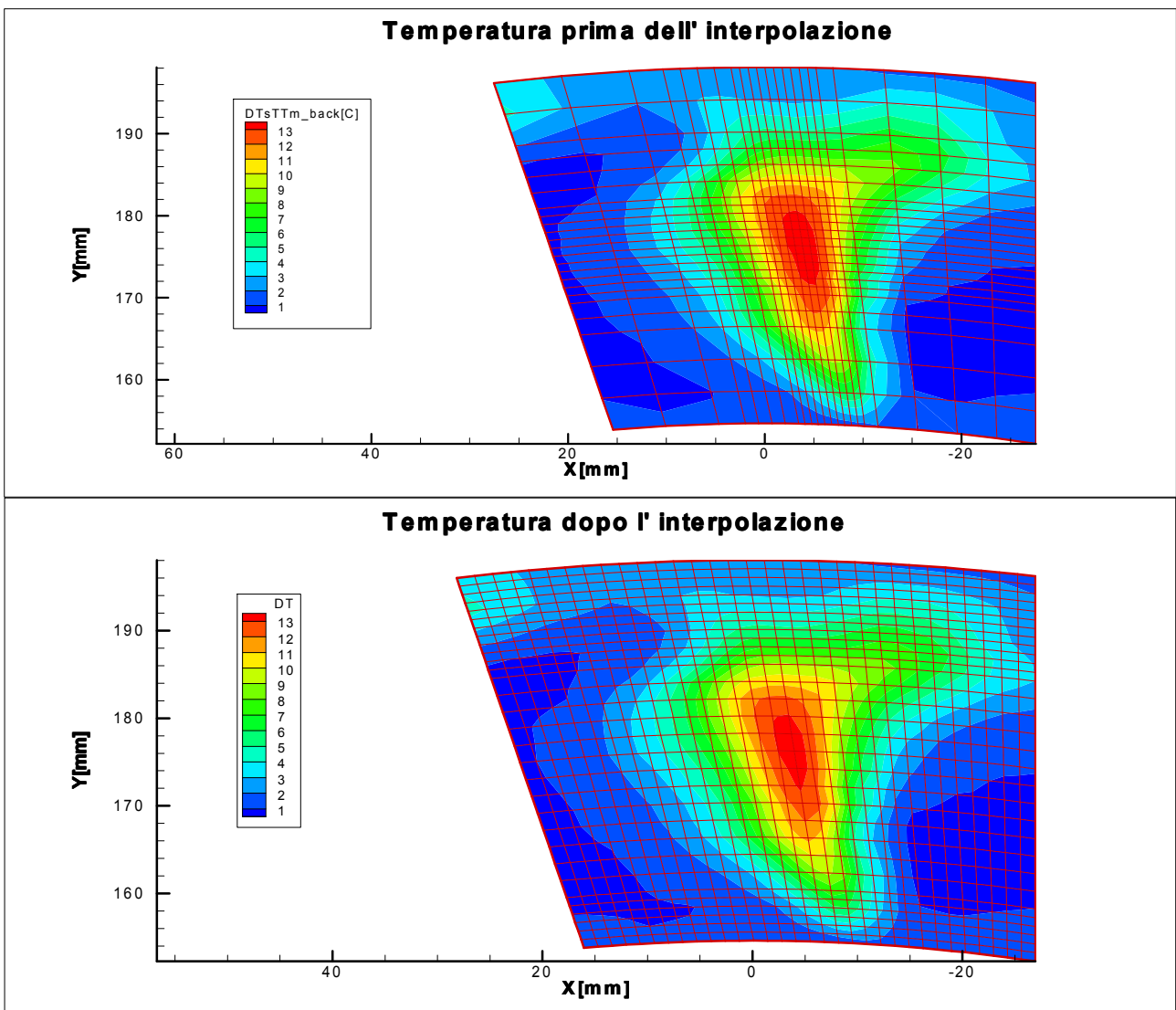


Figura 4.38: Interpolazione al LE

4.5.3 Valle dello statore

Infine rappresentiamo i risultati ottenuti nella seguente tabella(Tabella.6.):

	<i>Posizione</i>	<i>Portata[Kg/s]</i>	<i>Potenza¹ [W]</i>	<i>Tt_media² [°C]</i>
<i>Monte</i>	<i>LE</i>	<i>3.63</i>	<i>1195879</i>	<i>55.30</i>
	<i>Metapasso</i>	<i>3.61</i>	<i>1192679</i>	<i>56.24</i>
<i>Valle</i>	<i>LE</i>	<i>3.44</i>	<i>1124338</i>	<i>52.71</i>
	<i>Metapasso</i>	<i>3.41</i>	<i>1117091</i>	<i>53.46</i>

Tabella 13: Confronto della potenza a monte e a valle statore.

Per quanto riguarda i valori a monte possiamo dire che sono molto simili, sia in termini di potenza che di temperatura media, quindi si può confermare la ripetitività della generazione del getto. Invece, nella situazione a valle, i valori sono abbastanza simili nelle due posizioni con un valor di potenza circa il 6% in meno rispetto alle rispettive posizioni a monte. Infine abbiamo una maggior sensibile dissipazione nella posizione di leading edge a monte (circa 2,6°C) rispetto alla posizione di metà passo (2,8°C) a valle.

¹ Per il calcolo potenza non è stato utilizzata nessuna temperatura di riferimento,perchè interessa solo il confronto tra le potenze.

² $Tt_media = \frac{P}{\dot{m} \cdot C_p}$

C_p : Calore specifico a pressione costante

ρ : Densità fluido

5 Conclusioni

Lo scopo che ci si è proposti di raggiungere in questo elaborato è stato quello di caratterizzare il campo fluidodinamico in uno statore di turbina in presenza di getti caldi prodotti per simulare la presenza del combustore.

Prima di eseguire le prove è stata necessaria una fase durante la quale sono state apportate una serie di modifiche all' impianto e al sistema EWG per adattarli alle condizioni operative da noi desiderate. Le grandezze che abbiamo rilevato sono la pressione e la temperatura, acquisite rispettivamente attraverso una sonda a 5 fori e due sonde di temperatura che abbiamo dovuto realizzare per il campo termico e senza le quali non avremmo potuto interpretare i risultati in modo soddisfacente.

Successivamente ha avuto inizio la campagna sperimentale: inizialmente ci siamo dedicati all' analisi del campo di temperatura a monte ottenendo una forma e intensità dell' hot streak uguale nelle due posizioni investigate. Per quanto riguarda il campo di pressione non abbiamo fatto misure in quanto erano già state eseguite precedentemente al nostro lavoro ottenendo una differenza trascurabile all' interno del campo stesso, quindi una ulteriore analisi nelle altre tre posizioni sarebbe stata inutile.

Analizzando il campo termico possiamo dire che a monte statore, in corrispondenza dell' hot streak, abbiamo ottenuto una differenza di temperatura rispetto al getto indisturbato di 68 °C che si è ridotta notevolmente a valle a un valore di 15-16°C, dando delle differenze sostanziali di forma del getto in base alla posizione circonferenziale di iniezione.

Per quanto concerne il campo fluidodinamico a valle statore abbiamo concluso che l' introduzione dell' iniettore, e quindi di una scia, non viene percepita, mentre con iniezione a stessa temperatura e pressione del flusso a monte abbiamo una maggiore perdita. Solamente in presenza dell' hot streak si ha una modesta riduzione globale di quest' ultima portando il valore di perdita circa uguale a quello senza iniettore. In tutti i casi con iniezione abbiamo un leggero aumento della vorticità streamwise in corrispondenza del getto rispetto al caso di riferimento.

In conclusione possiamo dire che l' introduzione dell' hot streak non altera il campo aerodinamico a valle statore rispetto al caso senza getto caldo. Significative variazioni sono state trovate iniettando un getto veloce sia in termini di perdita, deviazione, incidenza e velocità.

Conclusioni

Bibliografia

- [1] Osnaghi C. (2013). *Teoria delle Turbomacchine*. Societa Editrice Escaulapio.
- [2] J.Anthoine,T.Arts.(2009). *Measurement Techniques In Fluido Dynamics*. Von Karman Institute for Fluid Dynamics, 3rd revised edition.
- [3] Lontani C.(2009). *Caratterizzazione Del Campo Di Moto A Valle Di Schiere Di Turbina A Disegno 3D In Una Galeria Del Vento Anulare Di Nuovo Concenzione*.
- [4] Bersani F.,Colzani M.(2014). *Effetto Del Rapporto Di Espansione In Uno Stadio Di Turbina Assiale*.
- [5] Gualtieri L.,Incanti A.(2015). *Analisi Dei Disturbi Di Eentropia E Vorticita A Monte Di Uno Stadio Di Turbina Assiale*.
- [6] Prasad D.,Hendricks G.J.(2000). *A Numerical Study of Secondary Flow in Axial Turbines With Application to Radial Transport of Hot Streaks*. Journal of Turbomachinery by ASME.
- [7] Jenkins S.C,Bogard D.G.(2005). *The Effects of the Vane and Mainstream Turbulence Level on Hot Streak Attenuation*. Journal of Turbomachinery by ASME.
- [8] Khanal B., He L.(2013) *Analysis of Radial Migration of Hot-Streak in Swirling Flow Through High-Pressure Turbine Stage*. Journal of Turbomachinery by ASME.
- [9] Jenny P., Lenherr C.(2012) *Effect of Hot Streak Migration on Unsteady Blade Row Interaction in Axial Turbine*. Journal of Turbomachinery by ASME.
- [10] Ong Jonathan, Miller J.(2012) *Hot Streak and Van Coolant Migration in a Downstream Rotor*. Journal of Turbomachinery by ASME