

POLITECNICO DI MILANO

Facoltà di Ingegneria Industriale e dell'Informazione

Corso di Laurea in
Ingegneria Meccanica



EFFETTO DEL RAPPORTO DI ESPANSIONE IN UNO STADIO DI TURBINA ASSIALE

Relatore: Prof. Paolo GAETANI

Co-relatore: Ing. Giacomo Bruno PERSICO

Tesi di Laurea di:

Francesco BERSANI Matr. 800714

Mauro COLZANI Matr. 800784

Anno Accademico 2013 - 2014

Ringraziamenti

Desideriamo innanzitutto ringraziare di cuore il Prof. Paolo Gaetani per averci dato la possibilità di toccare con mano per la prima volta delle macchine vere; grazie Paolo per averci trasmesso una, seppur piccolissima parte, della tua vasta conoscenza in materia turbomacchinistica e per aver sopportato le nostre mancanze in fatto di programmazione.

Il secondo grazie va all'Ing. Giacomo Persico per averci sempre dato nuovi spunti di riflessione ed aver allargato i nostri orizzonti in fluidodinamica passando con noi lunghi pomeriggi, sapendo affrontare sempre nuovi problemi col sorriso: i preziosi insegnamenti e le numerose ore dedicateci in questi ultimi mesi, sono stati fondamentali per rendere possibile questo lavoro.

Inoltre, ringraziamo sentitamente l'Ing. Alessandro Mora per essersi reso molto disponibile dimostrando una vasta competenza in materia e per aver condiviso con noi il suo ufficio nei giorni della stesura di questo testo. Grazie Ale per averci tenuto sempre sulla strada giusta.

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. Andrea Spinelli, l'Ing. Alberto Fusetti, l'Ing. Berardo Paradiso, l'Ing. Franco Marinoni e tutti gli altri tesisti con cui abbiamo trascorso dei bellissimi momenti insieme.

Infine, i ringraziamenti più grandi vanno ai nostri genitori che ci hanno permesso di completare questo ciclo di studi e di raggiungere questo traguardo.

Francesco e Mauro

Indice Generale

Elenco delle Figure	IV
Elenco delle tabelle	VIII
Sommario	X
Abstract	XI
1 Progetto RECORD	1
1.1 Tipologie di rumore generato dal combustore.....	2
1.1.1 Rumore diretto.....	2
1.1.2 Rumore indiretto.....	3
1.1.3 Rumore generato dalle instabilità di fiamma.....	3
1.2 Obiettivi e struttura del progetto RECORD.....	5
1.2.1 Organizzazione dei lavori.....	5
1.2.2 Il ruolo del Politecnico di Milano nel progetto RECORD.....	6
2 Il banco prova TC	9
2.1 Descrizione dell'impianto.....	9
2.1.1 Ciclo termodinamico.....	11
2.1.2 Compressore centrifugo.....	12
2.1.3 Turbina assiale.....	13
2.2 Circuito olio.....	15
2.2.1 Circuito olio principale.....	16
2.2.2 Circuito olio secondario.....	16
2.3 Circuito acqua.....	17
2.4 Scambiatori di calore.....	17
2.5 Strumentazione di controllo e di misura.....	18
2.5.1 Quadro elettromeccanico e pulpito di comando.....	18
2.5.2 Misure di temperatura.....	20
2.5.3 Misure di pressione.....	21
2.5.4 Misura delle vibrazioni.....	22
2.5.5 Misura del numero di giri.....	22
2.5.6 Sistema di acquisizione dati.....	22
2.5.7 Taratura trasduttori.....	23
3 Modifiche all'impianto	25
3.1 Cassa di turbina.....	25

3.2	Silenziatore	29
3.3	Lavori effettuati sull'impianto e problemi riscontrati.....	31
3.3.1	Montaggio turbina sul banco	31
3.3.2	Surriscaldamento cuscinetto turbina.....	34
3.3.3	Perdita olio cuscinetto di valle turbina	36
3.3.4	Rottura giunto encoder turbina	37
3.3.5	Rottura sonda <i>FRAPP</i>	37
3.3.6	Problemi quadro elettrico	38
4	Caratterizzazione flusso	39
4.1	Strumenti di misura.....	40
4.1.1	Presa di pressione totale <i>flattened</i>	43
4.1.2	Sonda <i>FRAPP</i>	46
4.1.3	Griglie <i>FRAPP</i>	51
4.1.4	Sonda <i>5 fori</i>	53
4.1.5	Griglie <i>5 fori</i>	60
5	Analisi dei dati sperimentali	61
5.1	Flussi secondari.....	61
5.1.1	Vortici di passaggio	62
5.1.2	Vortici a ferro di cavallo.....	64
5.1.3	Vortici di scia	64
5.1.4	Altri fenomeni secondari	65
5.2	Diagrammi fase-fase	66
5.3	Modello di vortice.....	68
5.4	Flusso a valle statore.....	70
5.4.1	Campo di moto in OP3 (posizione sonda: $X/b_S = 0.317$).....	72
5.4.2	Campo di moto in OP3 (posizione sonda: $X/b_S = 0.46$).....	78
5.4.3	Campo di moto in OP1 (posizione sonda: $X/b_S = 0.317$).....	82
5.4.4	Campo di moto in OP1 (posizione sonda: $X/b_S = 0.46$).....	85
5.5	Flusso a valle rotore.....	91
5.5.1	Flusso medio a valle rotore nel sistema assoluto (OP3) ricostruito sul passo di statore.....	92
5.5.2	Evoluzione del flusso medio (OP3) ricostruito sul passo di rotore.....	94
5.5.3	Evoluzione del flusso in diversi istanti di tempo (OP3).....	100
5.5.4	Valutazione della turbolenza (OP3)	104
5.5.5	Considerazioni in OP2.....	106
5.5.6	Considerazioni in OP1.....	111
	Conclusioni	117
	Bibliografia	119

Elenco delle Figure

- 1.1 Motori aeronautici a diverso rapporto di bypass a confronto
- 1.2 Generazione di rumore diretto e indiretto di combustione
- 1.3 Confronto tra le emissioni acustiche di un combustore in condizioni normali di funzionamento e in presenza di instabilità
- 1.4 Divisione dei lavori tra i vari WP

- 2.1 Rappresentazione schematica del banco prova TC prima delle modifiche
- 2.2 Schema semplificato banco TC e relativo diagramma termodinamico del ciclo
- 2.3 Girante del compressore prima e dopo l'alloggiamento nella voluta del banco prova TC
- 2.4 Pale rotoriche (a sinistra) e statoriche di turbina
- 2.5 L'albero del rotore di turbina prima (sopra) e dopo la modifica apportata
- 2.6 Riduttore lato turbina
- 2.7 Schema di funzionamento della strumentazione
- 2.8 Pulpito di comando
- 2.9 Trasduttore *Kulite*

- 3.1 Pale IGV (a sinistra) e nido d'ape, in cui si nota anche la copertura forata dell'alloggiamento del cono dell'altoparlante
- 3.2 Vista isometrica della cassa di turbina
- 3.3 Vista interna del canale con un iniettore EWG inserito a monte statore
- 3.4 Vista interna della cassa con statore e anello EWG montati
- 3.5 Vista anteriore e posteriore dell'albero di turbina con anello statore montato
- 3.6 Vista dall'alto dell'albero con relativa copertura
- 3.7 Vista del silenziatore tra turbina e compressore
- 3.8 Alloggiamento rotore nella cassa inferiore
- 3.9 Disegno della sezione longitudinale della macchina assiale
- 3.10 Silenziatore ad elementi perforati
- 3.11 Temperatura cuscinetto di monte al variare del numero di giri
- 3.12 Cuscinetto di monte della turbina
- 3.13 Arrampicamento cuscinetto di monte
- 3.14 Giunto elastico encoder

- 4.1 Posizione dei fori sulla cassa superiore per l'alloggiamento delle slitte porta sonde, prima e dopo il montaggio sulla semi cassa inferiore
- 4.2 Esempio di griglia di misura tra statore e rotore
- 4.3 Misure di pressione totale a monte
- 4.4 Presa di pressione *flattened* a monte statore
- 4.5 Caratterizzazione del flusso a monte dello statore: pressione totale [Pa], numero di Mach assoluto, angoli di pitch e di yaw [°]
- 4.6 La slitta porta sonda avvitata al coperchio di valle e il particolare della sonda uscente da quest'ultimo
- 4.7 Le sonde *FRAPP SONCIL5* (*a sinistra*) e *CYL-POLIMI2*, posizionate sul coperchio a valle del rotore
- 4.8 Schema elettrico generale del sensore della sonda *FRAPP*
- 4.9 Disegno della sonda *5 fori*
- 4.10 La sonda *5 fori* montata sulla slitta e il particolare della testina
- 4.11 La sonda *5 fori* posizionata sul coperchio a valle dello statore
- 4.12 Direzione del flusso in uscita statore, intercettato dalla *5 fori*
- 4.13 Posizione sonde rispetto alla schiera a diversi raggi
- 4.14 Distribuzione radiale lungo l'altezza di pala dell'angolo geometrico α in uscita dallo statore comparato con quelli ricavati sperimentalmente al variare della distanza assiale X/b_s
- 4.15 Distribuzione radiale lungo l'altezza di pala dell'angolo geometrico α in uscita dallo statore comparato con quelli ricavati sperimentalmente in OP3 nelle due diverse distanze assiali X/b_s

- 5.1 Definizione dei piani nel canale palare
- 5.2 Vortici di passaggio generati da un flusso disuniforme in ingresso
- 5.3 Evoluzione di un filamento vorticoso ω normale alla velocità per una rotazione infinitesima del flusso
- 5.4 Interazione tra vortici a ferro di cavallo e vortici di passaggio
- 5.5 *Sheet vortex* a valle di una schiera
- 5.6 Interazione tra vortici di passaggio PV, vortici di trafilemento TLV e vortici di raschiamento SV all'estremità di pale di compressore e di turbina
- 5.7 Esempio di diagramma fase-fase, riferimento sonda fissa
- 5.8 Evoluzione radiale della componente tangenziale di velocità del vortice nel modello *Rankine Vortex*
- 5.9 Rilevamento dei vortici a valle rotore in base all'angolo di deviazione
- 5.10 Distanza assiale sonda *5 fori* - *trailing edge* pala statorica
- 5.11 Campo di moto in ingresso rotore (distanza sonda: $X/b_s = 0.317$, condizione operativa OP3): coefficiente di perdita di pressione totale (a), vorticità (b), numero di Mach (c), pressione statica (d), angoli sul piano secondario (e) e sul piano blade-to-blade (f)
- 5.12 Angolo radiale del flusso a valle statore ($X/b_s = 0.16$)

- 5.13 Angolo del flusso geometrico confrontato con quello reale per una posizione assiale pari a $X/b_S = 0.317$
- 5.14 Campo di moto in ingresso rotore (distanza sonda: $X/b_S = 0.46$, condizione operativa OP3): coefficiente di perdita di pressione totale (a), vorticità (b), angolo sul piano secondario (c), pressione statica (d)
- 5.15 Pressione statica a valle statore ($X/b_S = 0.60$)
- 5.16 Confronto degli andamenti del numero di Mach per i due gap assiali X/b_S
- 5.17 Campo di pressione statica a valle statore
- 5.18 Coefficiente di perdita di pressione totale (posizione sonda: $X/b_S = 0.317$) nelle condizioni operative OP3 (7000 rpm turbina) e OP1 (11100 rpm turbina)
- 5.19 Vorticità (posizione sonda: $X/b_S = 0.317$) nelle condizioni operative OP3 (7000 rpm turbina) e OP1 (11100 rpm turbina)
- 5.20 Angolo del flusso sul piano secondario (posizione sonda: $X/b_S = 0.317$) nelle condizioni operative OP3 (7000 rpm turbina) e OP1 (11100 rpm turbina)
- 5.21 Numero di Mach e pressione statica (posizione sonda: $X/b_S = 0.317$) nelle condizioni operative OP3 (7000 rpm turbina) e OP1 (11100 rpm turbina)
- 5.22 Confronto tra coefficiente di perdita di pressione totale, vorticità e numero di Mach nelle due posizioni assiali, nella condizione operativa OP1 (11100 rpm turbina)
- 5.23 Confronto tra pressione statica, angolo radiale sul piano secondario e angolo sul piano blade-to-blade nelle due posizioni assiali, nella condizione operativa OP1 (11100 rpm turbina)
- 5.24 Coefficiente di perdita mediato circonferenzialmente in OP1 e OP3, nelle due posizioni assiali
- 5.25 Confronto tra numero di Mach (a sinistra) e pressione statica in OP1 e OP3, nelle due posizioni assiali
- 5.26 Mappe di incidenza nelle quattro OP ($X/b_S = 0.317$)
- 5.27 Confronto tra incidenza (a sinistra) e angolo α in OP1 e OP3, nelle due posizioni assiali
- 5.28 Vista tridimensionale della pala rotorica
- 5.29 Flusso medio a valle rotore, condizione operativa OP3: coefficiente di perdita di pressione totale (C_{pt}) e statica (C_{ps}), numero di Mach (M) e angolo di yaw (α)
- 5.30 Rappresentazione a valle rotore in un istante di tempo di: coefficiente di pressione totale relativa (C_{ptR}), totale (C_{pt}) e statica (C_{ps}), deviazione (δ), numero di Mach (M) e angolo di yaw (α). Condizione operativa OP3
- 5.31 Deviazione del flusso in uscita rotore, spiegazione convenzioni usate con la sonda FRAPP
- 5.32 Evoluzione della pressione totale relativa espressa tramite il coefficiente C_{ptR} in sei istanti di tempo (condizione operativa OP3)
- 5.33 Fotogramma dell'intero canale a valle della schiera di rotore

- 5.34 Evoluzione del numero di Mach relativo in quattro istanti di tempo (condizione operativa OP3)
- 5.35 Evoluzione della deviazione del flusso in uscita dal rotore in sei istanti di tempo (condizione operativa OP3)
- 5.36 Evoluzione dei vortici all'interno del rotore (mappa ricavata con la CFD)
- 5.37 Evoluzione del valore quadratico medio della pressione del flusso in uscita dal rotore in sei istanti di tempo (condizione operativa OP3)
- 5.38 Confronto tra RMSP e C_{ptR} all'istante t_5 del flusso in uscita dal rotore
- 5.39 Flusso medio a valle rotore, condizione operativa OP2: coefficiente di perdita di pressione totale (C_{pt}) e statica (C_{ps}), numero di Mach (M) e angolo di yaw (α)
- 5.40 Evoluzione del valore quadratico medio della pressione del flusso in uscita dal rotore in quattro istanti di tempo (condizione operativa OP2)
- 5.41 Confronto del RMSP in OP2 e OP3
- 5.42 Evoluzione della pressione totale relativa espressa tramite il coefficiente C_{ptR} in quattro istanti di tempo (condizione operativa OP2)
- 5.43 Evoluzione della deviazione in quattro istanti di tempo (condizione operativa OP2)
- 5.44 Confronto della deviazione in OP2 e OP3
- 5.45 Flusso medio a valle rotore, condizione operativa OP1: coefficiente di perdita di pressione totale (C_{pt}) e statica (C_{ps}), numero di Mach (M) e angolo di yaw (α)
- 5.46 Evoluzione del numero di Mach relativo in quattro istanti di tempo (condizione operativa OP1)
- 5.47 Evoluzione della pressione totale relativa espressa tramite il coefficiente C_{ptR} in quattro istanti di tempo (condizione operativa OP1)
- 5.48 Evoluzione della deviazione in quattro istanti di tempo (condizione operativa OP1)
- 5.43 Evoluzione del valore quadratico medio della pressione del flusso in uscita dal rotore in quattro istanti di tempo (condizione operativa OP1)

Elenco delle Tabelle

- 1.1 Tempistiche delle attività dei vari WP
- 2.1 Caratteristiche dei componenti di acquisizione
- 2.2 Risultati della taratura dei trasduttori di pressione
- 4.1 Caratteristiche e performance della turbina al variare della condizione operativa
- 4.2 Griglie sonda *FRAPP*
- 4.3 Rotazioni sonda *FRAPP* nelle varie condizioni operative
- 4.4 Griglie sonda *5 fori*

Sommario

Al fine di migliorare l'eco compatibilità del trasporto aereo europeo, con l'impiego di sistemi di propulsione a bassa emissione e a basso rumore, la riduzione dell'inquinamento acustico generato dal combustore svolge un ruolo importante. La capacità di progettare motori aeronautici con combustore a bassa emissione acustica richiede lo sviluppo di strumenti di previsione affidabili. Tale sviluppo richiede un'ampia ricerca con prove sperimentali dedicate e un sofisticato lavoro di modellazione numerica e analitica per ampliare la comprensione fisica dei meccanismi di generazione del rumore nel combustore, obiettivo raggiungibile solo con una vasta cooperazione a livello europeo. In questa direzione, i maggiori costruttori di motori aeronautici di cinque diversi paesi europei, collaborano per consentire di progettare i combustori con una minore emissione acustica. In questo ambito nasce il progetto RECORD (Research on Core Noise Reduction).

La comprensione di come il combustore generi rumore e come possa essere ridotto, potranno essere raggiunti combinando le competenze di ricerca di tutti gli esperti europei nelle università e negli organismi di ricerca che lavorano in questo campo. L'idea del progetto RECORD è completata dallo sviluppo tecnologico delle piccole e medie imprese distribuite in Europa.

Il Politecnico di Milano mette a disposizione il banco prova TC (turbine e compressori) del Dipartimento di Energia, sul quale è stato installato uno stadio di alta pressione di turbina a gas e sistemi atti a simulare la presenza a monte del combustore (generatori di entropia, altoparlanti). Il nostro lavoro di tesi riguarderà la preparazione dell'impianto (riprogettato per alloggiare gli strumenti di misura) per poter studiare il flusso a cavallo dello stadio e il campo di moto in assenza di disturbi simulanti la presenza del combustore. Per questo motivo, il fluido di lavoro non consiste in gas combustibili ma aria, in modo tale da lasciare agli altri partner europei lo studio con fluido e temperature reali mediante codici di simulazione. Successivamente l'istituto di ricerca tedesco DLR effettuerà le rilevazioni acustiche direttamente sull'impianto in questione.

Parole chiave: eco compatibilità, core noise, RECORD, banco prova TC

Abstract

The reduction of the core noise plays an important role in order to achieve the greening of the European air transport with the deployment of low emission and low noise propulsion systems. The ability to design low core noise aero-engines requires the development of reliable prediction tools. This development demands extensive research with dedicated experimental test cases and sophisticated numerical and analytical work to broaden the physical understanding of core noise generation mechanisms. This goal could be reached thanks to an extensive cooperation on the European level. In order to achieve this aim the major aero-engine manufacturers of five different European countries are collaborating to enable the design of low core noise aero-engines. This is called RECORD project (Research on Core Noise Reduction).

The understanding of core noise generation and of its reduction will be achieved by combining the research competences of all European experts in universities and research organizations working in this field. The concept of the RECORD project is expanded and complemented by the technology developments of small and medium size enterprises distributed in Europe.

Politecnico di Milano provides the test bench of turbines and compressors of the Department of Energy, which will be set up with a high-pressure stage of a gas turbine and systems that simulate the presence of the combustor upstream (entropy generator, speakers). Our thesis work will involve the preparation of the plant (redesigned in order to accommodate the measuring instruments) for the study of the flow on the stage and the flowfield in the absence of disturbances simulating the presence of the combustor. For this reason, the working fluid does not consist in flue gas but air, and as a consequence the other European partners will study the real fluid and temperatures by simulation codes. Subsequently, the German research institute DLR will conduct acoustic surveys directly on the plant in question.

Keywords: greening, core noise, RECORD, test bench

Capitolo 1

Progetto RECORD

Negli ultimi anni si è osservato come nei motori aeronautici, pur avendo ridotto le emissioni generate dal processo di combustione, persista il problema dell'inquinamento acustico. Diversamente da come si potrebbe pensare, all'interno di un propulsore aeronautico non è il combustore e quindi la combustione in sé, l'unica fonte di rumore, ma ve ne sono altre, tra cui il fatto che ci siano delle parti in movimento ad alta velocità (fan, compressore e turbina), l'interazione tra l'atmosfera e i gas combusti uscenti ad alta velocità ed infine il distacco di vortici nel flusso: queste cause danno vita al *jet noise*. Negli anni passati ci si è occupati di ridurre proprio questa tipologia di rumore, trascurando quello derivante dalle reazioni di combustione. È proprio l'enorme lavoro svolto in questo senso che ha reso necessario uno studio accurato anche del combustore, divenuto ormai una delle fonti principali di rumore. Il progetto RECORD nasce quindi per studiare il *core noise*, ovvero il rumore derivante dal combustore (considerato il cuore del propulsore).

Nei moderni turbofan il *jet noise* è stato notevolmente ridotto utilizzando un alto rapporto di *bypass*, grazie al quale si sfrutta l'aumento di portata a fronte di una diminuzione della velocità dei gas in uscita per generare la spinta propulsiva del velivolo. Tuttavia aumentando la portata di aria che partecipa al processo di combustione, si riesce a diminuire la percentuale di ossidi d'azoto generata, ma si rende instabile la fiamma; è proprio questa instabilità che costituisce una sorgente di rumore aggiuntiva. In Figura 1.1 si nota come aumentando il rapporto di *bypass* il *jet noise* si riduca in maniera evidente, mentre il *core noise* rimanga praticamente invariato.

In passato si è preferito studiare il rumore generato dalle parti rotanti piuttosto che quello generato dal combustore, a causa dell'elevata complessità dei fenomeni fisici che caratterizzano quest'ultimo; oggi invece, grazie a modelli numerici più precisi e affidabili ed a strumenti di misura meno invasivi, si è in grado di analizzare più da vicino i processi che avvengono nel combustore e i loro effetti. Ciò avrà importanti conseguenze sull'impatto ambientale, sul rendimento dei motori e persino sulla struttura stessa degli aerei.

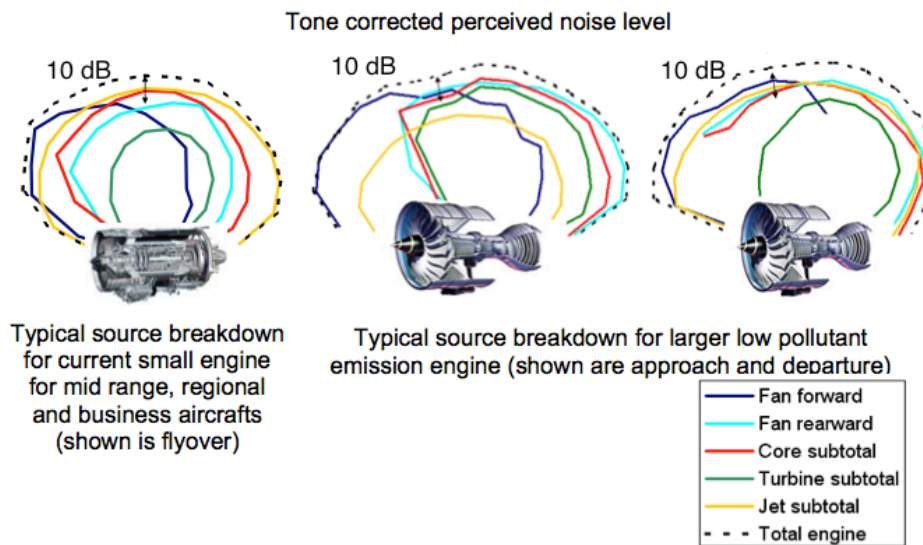


Figura 1.1: Motori aeronautici a diverso rapporto di bypass a confronto

1.1 Tipologie di rumore generato dal combustore

Il rumore generato dal processo di combustione si può classificare in due categorie: rumore di combustione e rumore di instabilità di fiamma. Il rumore di combustione a sua volta si divide in rumore diretto, generato dalle reazioni chimiche, e rumore indiretto, dovuto all'interazione tra la struttura del combustore e i prodotti delle reazioni. Tale tipologia di rumore cresce proporzionalmente con la velocità del flusso e dipende da diversi fattori: rapporto di equivalenza, geometria del combustore e tipologia di quest'ultimo (diffusivo o premiscelato). Per quanto riguarda la seconda tipologia, le instabilità di fiamma costituiscono una fonte di inquinamento acustico in quanto sono delle oscillazioni di pressione a bassa frequenza ed elevata intensità.

1.1.1 Rumore diretto

Questa componente di rumore è intrinseca al processo di combustione, ovvero alle reazioni chimiche stesse, che provocano un rilascio non stazionario del calore. La velocità con cui avviene la reazione influenza sia l'intensità dell'onda sonora, sia il livello di turbolenza del flusso, ovvero la quantità di vortici di varie dimensioni la cui distribuzione spaziale è caotica e instazionaria; ciascuno di questi vortici è a sua volta sede di reazioni chimiche e pertanto fonte di onde sonore.

Il rumore diretto, dovuto quindi all'interazione di tante onde sonore generate da migliaia di nuclei di reazione, è studiato utilizzando due grandezze: la *potenza sonora*, che dipende dalla grandezza del combustore, dalla potenza della

turbina e dalla temperatura di fiamma; l'*efficienza termoacustica*, che cresce all'aumentare della potenza della macchina.

1.1.2 Rumore indiretto

Il flusso in uscita dal combustore viene accelerato in un ugello, e siccome a causa della elevata velocità il fluido è fortemente comprimibile, le variabili termodinamiche (pressione, temperatura e densità) sono fortemente accoppiate: a causa di ciò, le variazioni di densità che si hanno durante l'accelerazione provocano delle oscillazioni di pressione, che si traducono infine in onde sonore. Tali onde non si fermano a valle del combustore, ma si propagano attraverso le schiere della turbina, come è possibile vedere in Figura 1.2.

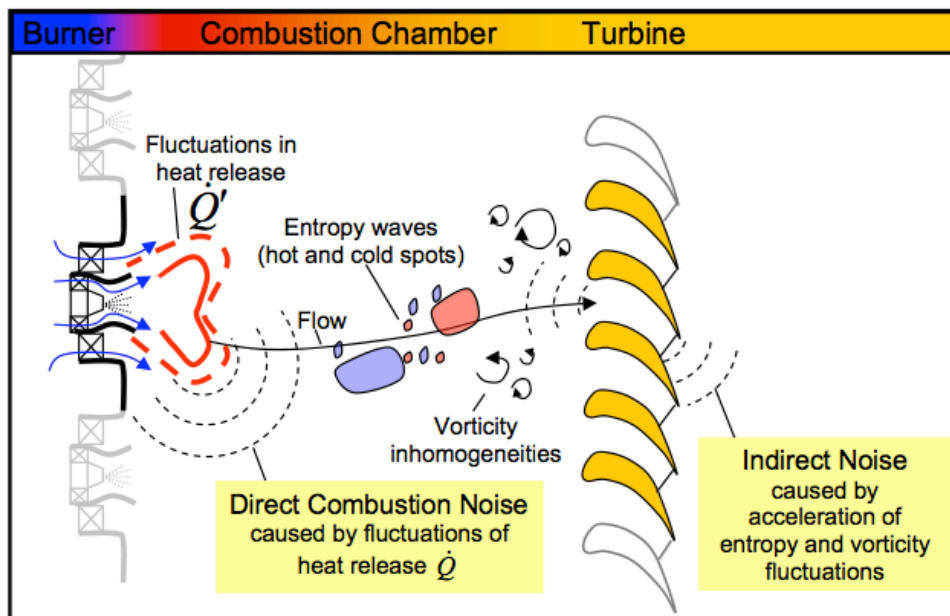


Figura 1.2: Generazione di rumore diretto e indiretto di combustione

1.1.3 Rumore generato dalle instabilità di fiamma

Quando si parla di instabilità relative al processo di combustione, ci si riferisce alle oscillazioni nello spazio e nel tempo dei principali parametri fisici che caratterizzano il fenomeno, tra cui il più significativo è la pressione. Le instabilità di combustione possono essere di varie tipologie:

1. *Instabilità di sistema*. Rientrano in questa categoria le instabilità che coinvolgono la camera di combustione e almeno un altro componente del sistema. Le lunghezze d'onda di tali oscillazioni si propagano prevalentemente in direzione longitudinale, con frequenze caratteristiche che vanno dalla decina a qualche centinaio di hertz.

2. *Instabilità della camera di combustione.* Nascono dall'accoppiamento tra il rilascio di calore e i modi di vibrare della sola camera di combustione; per tale motivo, le frequenze caratteristiche di tali instabilità dipendono dalle dimensioni della camera e sono comprese tra il centinaio di hertz fino a oltre 1 kHz.
3. *Instabilità intrinseche.* Sono fenomeni legati alla dinamica della zona reattiva e del fronte di fiamma, e nascono a causa della presenza di vortici nella zona di reazione. Il fatto di avere una fiamma instabile, proprio come accade nei moderni propulsori ad alto *bypass ratio* al fine di limitare le emissioni di ossidi di azoto, produce un suono di intensità significativa a una frequenza precisa. Le instabilità intrinseche possono interagire con l'acustica del sistema generando instabilità di sistema e di combustione.

In Figura 1.3 si nota come la presenza delle instabilità di combustione portino il livello di pressione sonora ad elevata intensità, soprattutto alle basse frequenze.

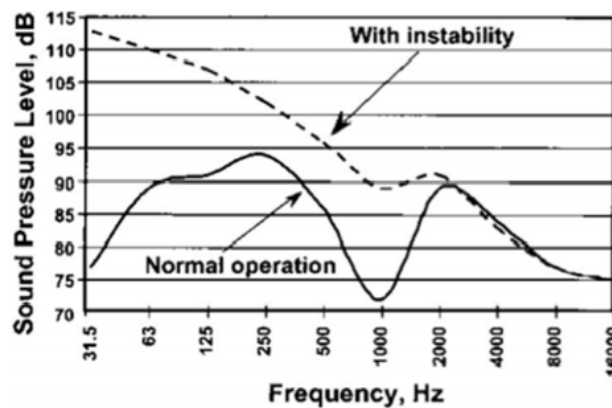


Figura 1.3: Confronto tra le emissioni acustiche di un combustore in condizioni normali di funzionamento e in presenza di instabilità

Le instabilità di combustione possono inoltre influenzare negativamente le prestazioni del sistema. Infatti possono causare *vibrazioni meccaniche* che col tempo possono portare a cedimenti strutturali per fatica; un aumento delle *emissioni inquinanti*, in particolare la formazione di idrocarburi incombusti e ossidi di azoto; la formazione di *punti caldi* sulle pareti della camera di combustione che possono provocare un innalzamento locale delle temperature e di conseguenza la possibilità di avere forme anomale di combustione (detonazione). 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*.

1.2 Obiettivi e struttura del progetto RECORD

Il progetto RECORD stabilisce due obiettivi principali da raggiungere: migliorare le tecniche numeriche applicabili al rumore di combustione e lo sviluppo di metodi e sistemi applicabili ai propulsori di futura produzione. Il raggiungimento di tali obiettivi richiede lo studio sperimentale del rumore diretto e indiretto di combustione e della sua trasmissione attraverso la turbina. Tale attività di ricerca, essendo molto complessa e costosa, richiede la collaborazione di alcune tra le principali università tecniche e delle più importanti aziende del settore.

1.2.1 Organizzazione dei lavori

Il lavoro è diviso in sei *work package* (WP) ognuno dei quali è organizzato in modo da interagire con gli altri come si vede in Figura 1.4. In particolare:

- WP1: studio del problema di base della generazione indiretta di rumore in esperimenti senza combustione, attraverso l'uso di modelli monodimensionali e simulazioni di fluidi comprimibili;
- WP2: analisi dei meccanismi e delle fonti che generano rumore in camera di combustione utilizzando modelli numerici con condizioni al contorno ricavate con opportuni esperimenti data la complessità dei fenomeni in questione;
- WP3: studio dell'interazione del rumore diretto ed indiretto con il primo stadio della turbina, fenomeno che sta alla base del *core noise*. I dati sperimentali verranno confrontati con i risultati ottenuti dalla CFD (*Computational Fluid Dynamics*);
- WP4: confronto dei risultati ottenuti nei precedenti WP con i dati in scala reale su motori *turbofan* e *turboshaft*;
- WP5 e WP6: coordinamento generale del progetto e valutazione dei risultati raggiunti.

Nella Tabella 1.1 è riportata la tempistica di tale attività di ricerca nei tre anni concordati.

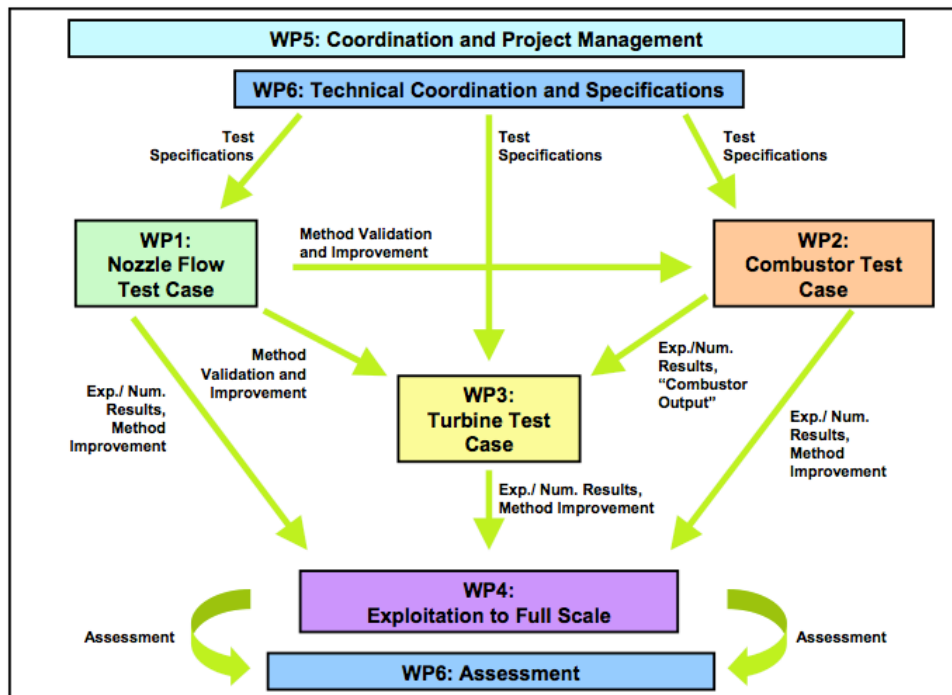


Figura 1.4: Divisione dei lavori tra i vari WP

1.2.2 Il ruolo del Politecnico di Milano nel progetto RECORD

Il Dipartimento di Energia del Politecnico di Milano appartiene al blocco WP3 e quindi pertanto mira a quantificare l'influenza della turbina sul rumore di combustione. WP3 è suddiviso a sua volta in quattro Task:

- Task 3.1, esecuzione di una serie di esperimenti su uno stadio di alta pressione di turbina, permettendo così di studiare le interazione con le onde acustiche, le variazioni di entropia e la vorticità;
- Task 3.2, studio dei suddetti fenomeni tramite metodi numerici (CFD);
- Task 3.3, validazione di codici analitici indipendenti basati sulla teoria del disco attuatore, adatti per applicazioni industriali;
- Task 3.4, confronto di dati numerici e analitici con le prove sperimentali per valutarne la bontà dei codici di previsione. A partire da questo si propongono delle linee guida per l'abbattimento del rumore di combustione.

		1st year	2nd year	3rd year
WP5: Management	T5.0: Management			
WP6: Technical Coordination, Specifications and Assessment	T6.1: Specifications			
	T6.2: Assessment			
WP1: Nozzle Flow Test Case	T1.1: Experimental Tests			
	T1.2: Compressible simulation			
	T1.3: Low Order Modelling			
	T1.4: Data Appraisal			
WP2: Combustor Test Case	T2.1: Experimental Tests			
	T2.2: Compressible simulation			
	T2.3: Hybrid Approach			
	T2.4: RANS-Simulation and Statistical Methods			
	T2.5: Low Order Modelling			
	T2.6: Data Appraisal			
WP3: Turbine Test Case	T3.1: Experimental Tests			
	T3.2: Numerical Methods			
	T3.3: Low Order Modelling			
	T3.4: Data Appraisal			
WP4: Exploitation to Full Scale	T4.1: Analytical Methods			
	T4.2: Numerical Methods			

Tabella 1.1: Tempistiche delle attività dei vari WP

Il Dipartimento di Energia mette a disposizione il Banco Prove TC (turbine e compressori) del Laboratorio di Fluidodinamica delle Macchine (LFM), il quale dovrà essere opportunamente modificato per realizzare le specifiche misure, come verrà illustrato nel Capitolo 2.

Dopo una prima fase di predisposizione dell'impianto (*commissioning*) nella quale si è voluto verificare che il flusso in uscita dalla voluta centripeta, ovvero in ingresso statore, fosse il più assiale possibile, è stata assemblata la cassa della turbina con il relativo stadio assiale e infine interposto il silenziatore per chiudere il sistema. Una volta che è stato reso funzionante l'impianto, ci si è occupati di caratterizzare il flusso attraverso misure stazionarie 3D e instazionarie 2D a cavallo dello stadio, utilizzando sonde di pressione di tipo *flattened*, *FRAPP*, *5 fori*, e analizzare così l'interazione tra statore e rotore.

Attraverso il *test rig* del Politecnico di Milano, il Centro di Ricerca Tedesco – sezione di Berlino (DLR) allestirà e condurrà le prove acustiche. I

microfoni, gli altoparlanti e i sistemi di acquisizione acustica saranno forniti dal DLR stesso, mentre il sistema di modulazione di entropia e temperatura dall'azienda guidata da SANDU M. COSTANTIN. Tuttavia queste attività non rientrano nel presente lavoro di tesi. Il Dipartimento di Energia fornirà i risultati ai partner, mentre il DLR cercherà di comprendere meglio le modalità e la frequenza di dispersione indotta dalla turbina.

Capitolo 2

Il banco prova TC

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. In vista del progetto RECORD il Politecnico di Milano ha deciso di metterlo a disposizione, dando la possibilità di montare uno stadio di alta pressione di turbina a gas per effettuare le opportune prove sperimentali di tipo acustico direttamente sulla macchina. Il banco ha dovuto subire dei cambiamenti rispetto la configurazione originale per poter andare incontro alle richieste del progetto, prevedendo un nuovo albero di turbina assiale, alloggiato all'interno della cassa appositamente riprogettata per ospitare i sistemi di simulazione del combustore e gli strumenti di acquisizione, e di un nuovo silenziatore che abbatta il rumore generato dal compressore in modo da non disturbare le misure acustiche eseguite sulla macchina assiale.

2.1 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. Ricorrendo alla teoria della similitudine si possono prevedere le caratteristiche di funzionamento di macchine di dimensioni maggiori utilizzando macchine in scala opportuna. È importante notare come fin da subito l'impianto sia stato concepito per essere il più versatile possibile, per potersi adattare alle diverse richieste senza apportare modifiche radicali alla struttura, che rimane pressoché invariata.

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 le turbomacchine 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 è filtrata e tramite la valvola VF3 entra nella zona assiale dell'impianto, in questo caso occupata da uno stadio di turbina. Il circuito è chiuso da un condotto che dallo scarico della turbina arriva direttamente al condotto di aspirazione del compressore.

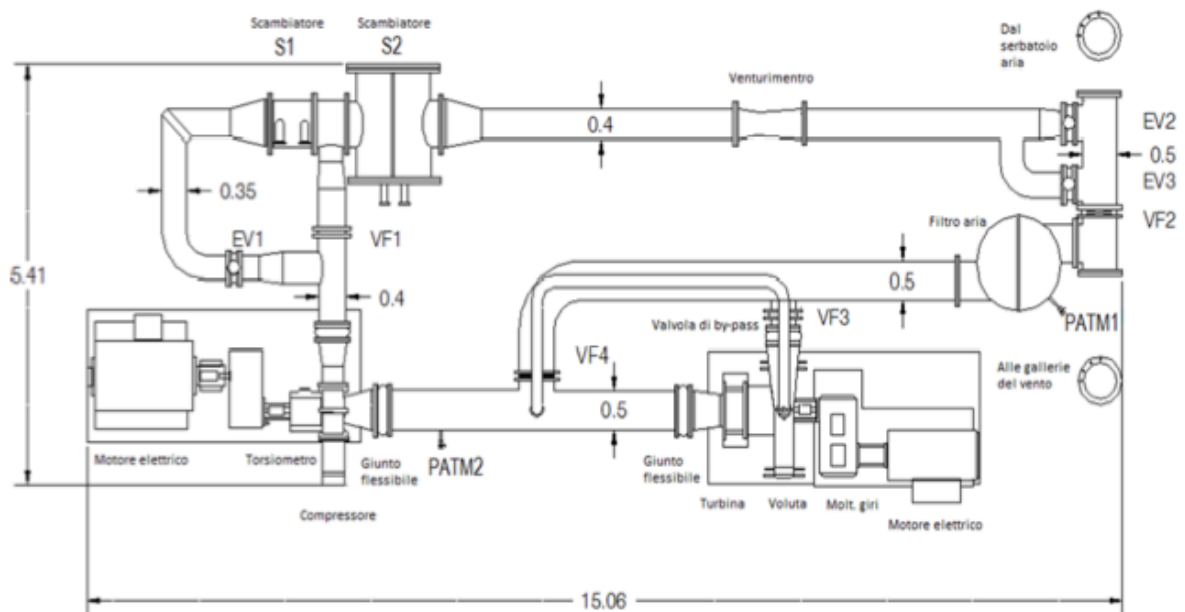


Figura 2.1: Rappresentazione schematica del banco prova TC prima delle modifiche

Dal disegno si possono notare anche due derivazioni di bypass: una è ricavata allo scarico del compressore e una all'ingresso turbina. Chiudendo delle valvole a flangia (rispettivamente VF1 e VF3) il flusso segue unicamente i condotti di bypass. Per esempio chiudendo la valvola VF1, l'aria fluisce tramite 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 campagna sperimentale si è sempre tenuta aperta la valvola VF1 evitando le perdite di carico sullo scambiatore S1. È opportuno sottolineare come a seguito delle modifiche apportate alla sezione della macchina assiale non esista più la deviazione in cui la valvola VF4 porta l'aria direttamente in uscita macchina, bypassando effettivamente la turbina. Di fatto quindi la VF3 è sempre aperta e la VF4 chiusa, avendo sostituito il collegamento delle due macchine dotato di apertura per la flangia VF4, con un tubo silenziatore senza tale ingresso secondario. Il disegno perciò si riferisce alla configurazione esistente prima delle modifiche apportate per questo studio di ricerca, in cui si poteva scegliere di studiare solo la macchina centrifuga sfruttando la valvola VF4. Per le prove di diffusione del rumore in turbina si è scelto quindi la configurazione turbina assiale + compressore centrifugo.

Nel disegno si notano anche delle prese di pressione atmosferica (PATM1 e PATM2) che permettono di avere altre due configurazioni in base a quale delle

due si sceglie di aprire. Se si apre la PATM1 la turbina è in depressione, ma per le prove sperimentali effettuate durante questo lavoro di tesi si è sempre tenuta chiusa, mentre una presa di pressione PATM2 è stata ricavata nel silenziatore in aspirazione del compressore, mantenendo così la turbina in pressione.

2.1.1 Ciclo termodinamico

Come già accennato, il ciclo è di tipo ad anello, operante con fluido monocomponente (aria) assimilabile a gas perfetto con calore specifico 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 e, a destra, il ciclo termodinamico.

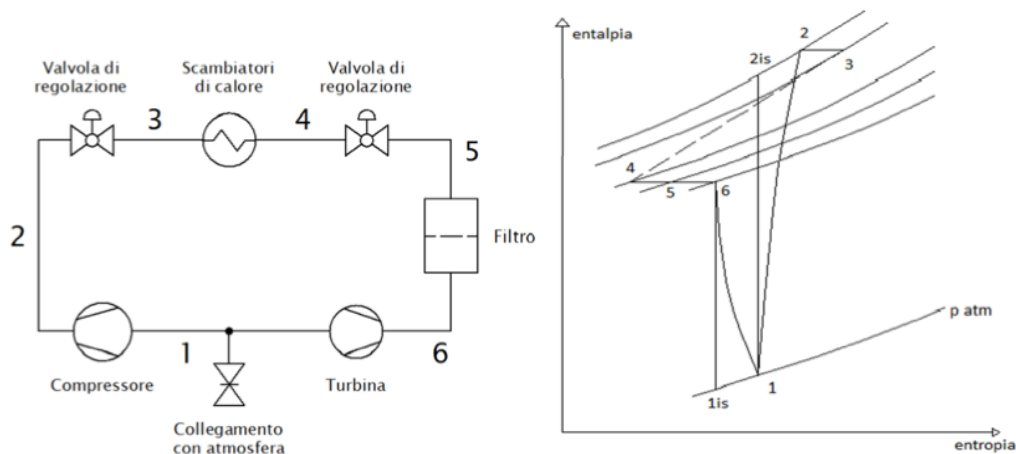


Figura 2.2: Schema semplificato banco TC e relativo diagramma termodinamico del ciclo

Il punto 1 è mantenuto dalla presa PATM2 e rappresenta l'ingresso del compressore, il quale comprime l'aria fino al punto 2 dato il suo rendimento. 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 inoltre alle trasformazioni 4-5 e 5-6 che coinvolgono rispettivamente una seconda valvola di laminazione e il filtro dell'aria in ingresso turbina. 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. 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.

2.1.2 Compressore centrifugo

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

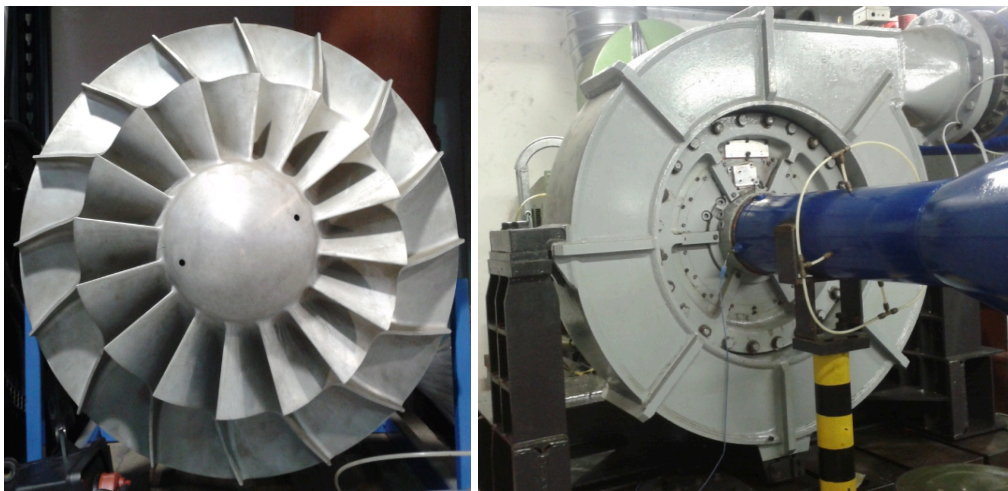


Figura 2.3: Girante del compressore prima e dopo l'alloggiamento nella voluta del banco prova TC

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, ciò provoca una diminuzione del lavoro all'aumentare della portata, aumentando di contro l'efficienza della macchina. La girante in lega di alluminio è montata a sbalzo sull'albero in acciaio forgiato. La macchina è progettata per raggiungere una velocità massima 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.

Il compressore è collegato a 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 di 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 a seconda di quale asse si collega all'albero della macchina 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 torsionmetro interposto.



Figura 2.4: Pale rotoriche (a sinistra) e statoriche di turbina

2.1.3 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. 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. Anche se il diametro medio su cui si sviluppano le pale è inferiore rispetto a quello presente effettivamente in uno stadio HP di un motore reale, 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 mezziera del canale palare (*midspan*). Esso è mostrato in Figura 2.4.

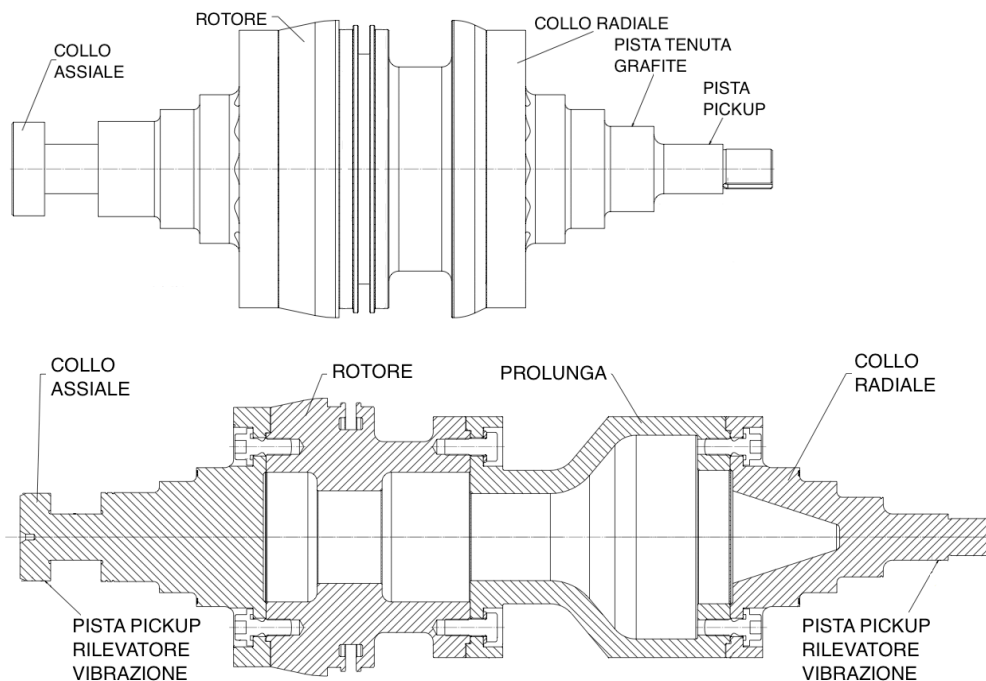


Figura 2.5: L'albero del rotore di turbina prima (sopra) e dopo la modifica apportata

L'albero realizzato in acciaio forgiato poggia su cuscinetti a strisciamento a lubrificazione idrodinamica, alle cui estremità presenta due tenute in grafite per ridurre eventuali trafilamenti 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 progetto RECORD l'albero è stato allungato per consentire l'alloggiamento degli iniettori a monte dello statore, mentre la sede di quest'ultimo è più larga per poter cambiare la posizione relativa statore-rotore, variando così la loro distanza per aumentare il numero di configurazioni di prova possibili. Durante il nostro lavoro di tesi si è optato sempre per la configurazione a massima distanza. Nella Figura 2.5 si può vedere com'è stato modificato l'albero (pur essendo più lungo, si è

cercato di mantenere circa lo stesso peso). Lo statore è diviso in due metà, avvitate tra loro una volta calettate sull'albero. Per ridurre gli effetti di trafileamento si è optato per una cerchiatura, la quale è risultata comoda per ricavare sulla superficie esterna la corona dentata su cui far agire la vite senza fine mossa da un motore elettrico per il movimento dell'anello statore e permettere così di effettuare le prove sperimentali percorrendo tutto il passo (siccome le sonde di misura, come si spiegherà nel capitolo 4, sono fisse in un punto del canale palare).

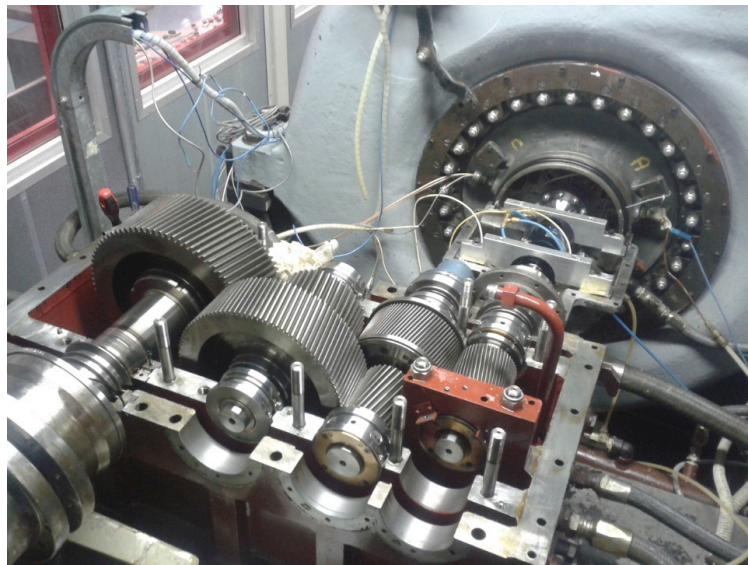


Figura 2.6: Riduttore lato turbina

La turbina è collegata ad un generatore di potenza, il quale all'occasione può fungere anche da motore. Durante le nostre prove è sempre servito ad esercitare una coppia frenante agendo quindi come un regolatore di giri immettendo potenza alla rete elettrica. La potenza nominale è di 400 kW e la tensione di alimentazione è di 600 V. Interposto c'è un riduttore di giri a quattro assi paralleli e ruote ad ingranaggi elicoidali, visibile in Figura 2.6. 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.

2.2 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.

2.2.1 Circuito olio principale

Oltre a lubrificare, l'olio ha anche la funzione di asportare calore da componenti fondamentali e allo stesso tempo delicati quali sono i cuscinetti. Per tale ragione, 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. Ugualmente pericoloso sarebbe 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) e inviato agli scambiatori di calore. Oltre alla POP, sono presenti anche una pompa ausiliaria (POA) e una pompa di emergenza (POE), che entrano in funzione in caso di avaria di quella principale. 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. I cuscinetti a strisciamento su cui poggiano gli alberi delle macchine rappresentano una delle parti più delicate dell'impianto ed è necessario preservali anche dalle impurità contenute nel lubrificante: per questo motivo vengono utilizzati dei filtri in grado di filtrare particelle fino a 25 µm di diametro.

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

- espulsione dei 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 così l'espulsione dell'olio dai cuscinetti dopo che è stato utilizzato, limitando così i trafiletti attraverso le tenute.

2.2.2 Circuito olio secondario

Questi circuiti sono due e sono gemellari. Hanno lo scopo di lubrificare i cuscinetti a rotolamento dei torsimetri. 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 torsimetro 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.

2.3 Circuito acqua

Il circuito dell'acqua ha la duplice funzione di raffreddare l'aria in uscita dal compressore e 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 per dissipare il calore assorbito.

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.

2.4 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.

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 all'alimentazione dell'aria compressa.

Durante il nostro lavoro è stato spostato il comando di apertura di tale valvola all'interno della sala di controllo, così da rendere più agevole la regolazione della portata d'acqua riuscendo quindi a controllare meglio la temperatura del flusso a monte dello statore.

2.5 Strumentazione di controllo e di misura

Data la complessità dell'impianto ed i limitati tempi di intervento consentiti in seguito al verificarsi di situazioni anomale, esistono tre sistemi distinti che provvedono a sorvegliarne il regolare funzionamento e al verificarsi di situazioni fuori progetto compiono opportune operazioni prestabilite. I tre 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. 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.

2.5.1 Quadro elettromeccanico e pulpito di comando

Il quadro elettromeccanico ha la funzione 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 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 dalle 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.

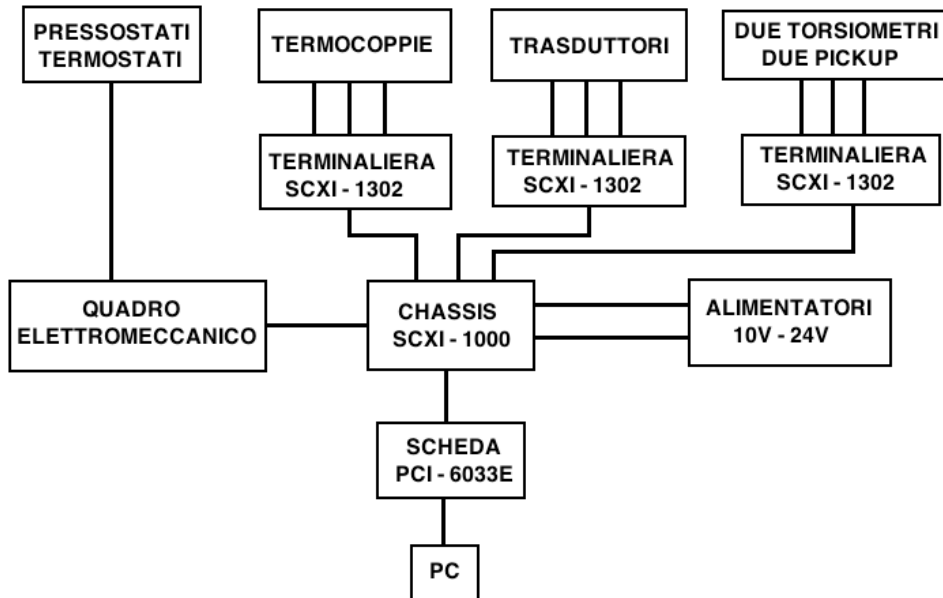


Figura 2.7: Schema di funzionamento della strumentazione

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. Collegato al quadro elettromeccanico vi è anche il pulpito di comando: esso 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 le manette per la regolazione della velocità di rotazione delle due macchine e degli indicatori analogici che mostrano il valore della corrente che sta circolando nelle armature di ogni motore e la velocità di rotazione degli alberi.

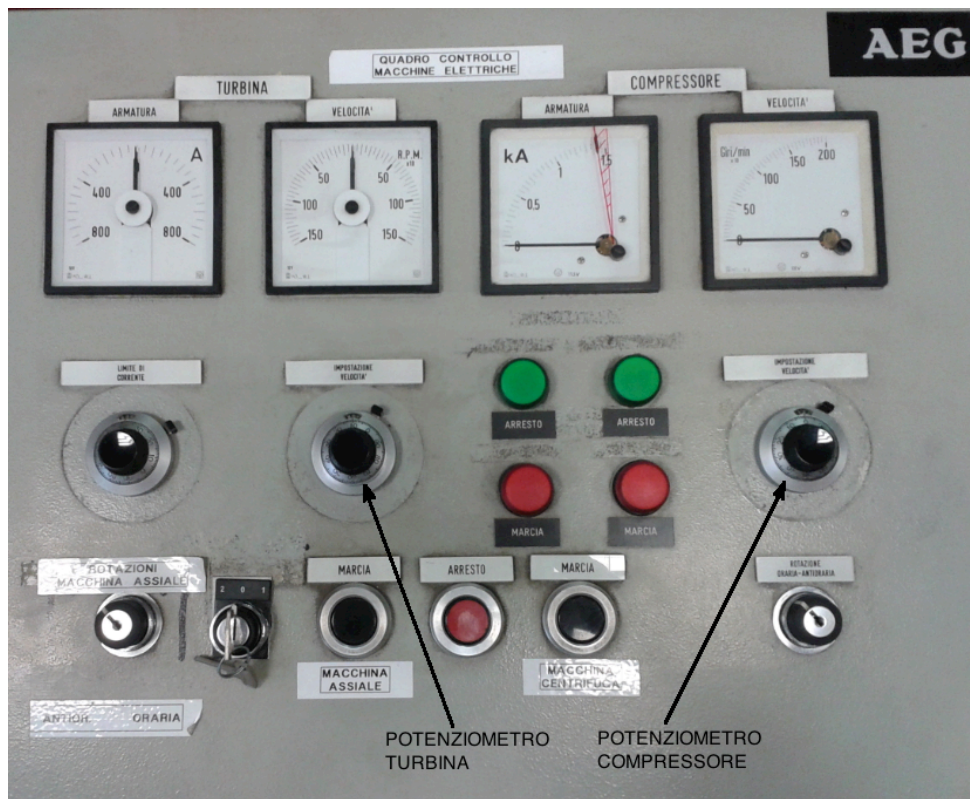


Figura 2.8: Pulpito di comando

2.5.2 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 strumenti caratterizzati da una buona affidabilità di funzionamento, da una buona precisione e dal costo contenuto.

Il principio di funzionamento è molto semplice: quando si uniscono alle estremità due fili di metalli differenti e si portano i due giunti a temperature diverse, nel circuito così creato si genera una forza elettromotrice che risulta dipendere dalla differenza di temperatura tra i due giunti. Tutte le tensioni provenienti dalle termocoppie vengono, ad ogni ciclo di acquisizione, elaborate istantaneamente e visualizzate su monitor per avere una panoramica sullo stato termodinamico delle parti. Nell'impianto vengono utilizzate termocoppie di tipo T, cioè giunto di rame-costantana. 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.

2.5.3 Misure di pressione

Anche la pressione è una grandezza fisica fondamentale da rilevare, sia per eseguire le operazioni di controllo sull'impianto, sia per la fase sperimentale. La maggior parte dei sensori presenti nel banco prove TC sono dei trasduttori piezoresistivi *Kulite*, che sfruttano il cambiamento del valore di resistenza elettrica a causa dell'applicazione di una tensione meccanica. Dal punto di vista costruttivo, l'elemento che viene sottoposto ad una tensione meccanica è costituito da una membrana di materiale semiconduttore in silicio, la quale è inserita in un circuito elettrico opportuno per la rilevazione della variazione di resistenza. Un lato della 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.

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 una differenza di pressione tra due sezioni distinte: nel venturimetro si misura il delta delle pressioni tra ingresso e gola per il calcolo della portata. 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.

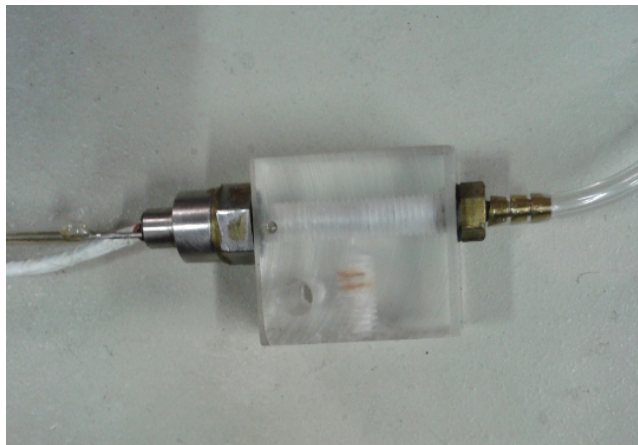


Figura 2.9: Trasduttore Kulite

2.5.4 Misura delle vibrazioni

Lo strumento per misurare le vibrazioni è un *Bently Nevada* 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. Le onde elettromagnetiche che 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.

2.5.5 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.

2.5.6 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. 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 2.1: Caratteristiche dei componenti di acquisizione

Per la lettura a video delle varie grandezze durante il funzionamento dell'impianto e per il salvataggio dei dati su disco, è stato scritto in linguaggio *LabView* un programma apposito per il banco TC. 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".

2.5.7 Taratura trasduttori

Prima di effettuare qualsiasi misura è stato necessario effettuare la taratura dei trasduttori di pressione e delle termocoppie, ovvero ricavare la caratteristica di uno strumento di misura tramite confronto con uno di riferimento detto *primario* (manometro digitale con FS di 2,5 bar). La caratteristica di uno strumento di misura non è lineare anche se si cerca di approssimarla come tale accettando quindi un inevitabile errore sistematico nella precisione delle misure dovuto a questa approssimazione. Di seguito si spiegano brevemente le operazioni di taratura svolte.

Per prima cosa occorre far leggere alla scheda di acquisizione i segnali elettrici (valori di tensione) in uscita dai trasduttori e questo lo si può fare mediante il programma *Measurements & Automation Explorer*; i trasduttori da tarare vengono collegati al *primario* dal quale è possibile leggere il valore esatto di pressione. Successivamente mediante il programma *MAIN TARATURE.vi* si completa la taratura vera e propria, infatti tale tool permette di acquisire sia i valori del *primario* che del trasduttore, costruendo così la caratteristica di quest'ultimo. L'operatore deve solo portare il *primario* al valore di pressione desiderato, attendere l'assestamento delle grandezze e premere il tasto "registra punto". Nella Tabella 2.2 sono riportati i risultati della taratura dei trasduttori di pressione utilizzati sulla cassa di turbina Dpt, Ps1 e PvR che misurano rispettivamente la differenza tra la pressione totale a monte e statica in ingresso statore, la pressione totale a monte e la pressione a valle rotore.

Nome trasduttore	Coefficiente angolare [Pa/V]	Intercetta [Pa]
Dpt	845370	0
Ps1	1607800	- 0,9
PvR	330690	0

Tabella 2.2: Risultati della taratura dei trasduttori di pressione

Capitolo 3

Modifiche all'impianto

Per poter venire incontro alle richieste del progetto RECORD si sono dovute riprogettare alcune parti del banco prova, soprattutto la zona dove è presente la macchina assiale, perché sarà quella la parte interessata dalla ricerca. Infatti lo scopo è quello di studiare il flusso a cavallo dello stadio di turbina, prima da un punto di vista aerodinamico (ricavando alcune delle grandezze principali come pressione, numero di Mach e direzione in uscita dalle schiere, oggetto di questa tesi) e poi da un punto di vista acustico, introducendo i sistemi di simulazione del combustore. Per permettere il montaggio di tali apparecchiature è stato necessario rivedere l'albero di turbina (come già accennato nel paragrafo precedente) e la relativa cassa. Inoltre si è dovuto inserire un silenziatore a valle di tutto per attutire le perturbazioni acustiche provenienti dal compressore e l'inserimento di un nuovo serbatoio dell'olio per aumentare la portata di lubrificante alle parti critiche dell'impianto in vista di prove di lunga durata a velocità elevate.

3.1 Cassa di turbina

A monte dello stadio di turbina è collocata una voluta centripeta che raccoglie il flusso in uscita dal venturi e lo indirizza sullo stadio. Ovviamente al fine di avere un flusso il più possibile uniforme e assiale sarebbe stato meglio non avere tale componente che introduce inevitabilmente componenti radiali. Per cercare di ovviare a tale problema sono stati collocati una schiera di IGV e un nido d'ape, visibili nella Figura 3.1.

Per quanto riguarda la cassa che racchiude la macchina e si avvita direttamente sulla voluta, è stata riprogettata per permettere di alloggiare le sonde di misura e presenta nella zona a monte dello statore anche la sede dell'anello porta iniettori (*EWG, Entropy Wave Generator*), anch'esso mosso da un motore elettrico, e una serie di fori circolari per l'alloggiamento dei microfoni di misura, oltre a quattro fori più grandi subito dopo il nido d'ape per l'alloggiamento degli altoparlanti. Durante l'esecuzione delle nostre prove si è tralasciato l'anello EWG e tutte le prese per le misure acustiche, dato che verranno effettuate successivamente (provvedendo a tappare i fori per i microfoni e per gli altoparlanti). Nella Figura 3.2 si rappresenta il disegno della cassa che racchiude la turbina nella quale si possono notare le numerose cave per l'alloggiamento dei microfoni, i fori per gli altoparlanti a monte dello statore e le fessure per le sonde di misura sia a valle delle due schiere, sia tra EWG e statore.

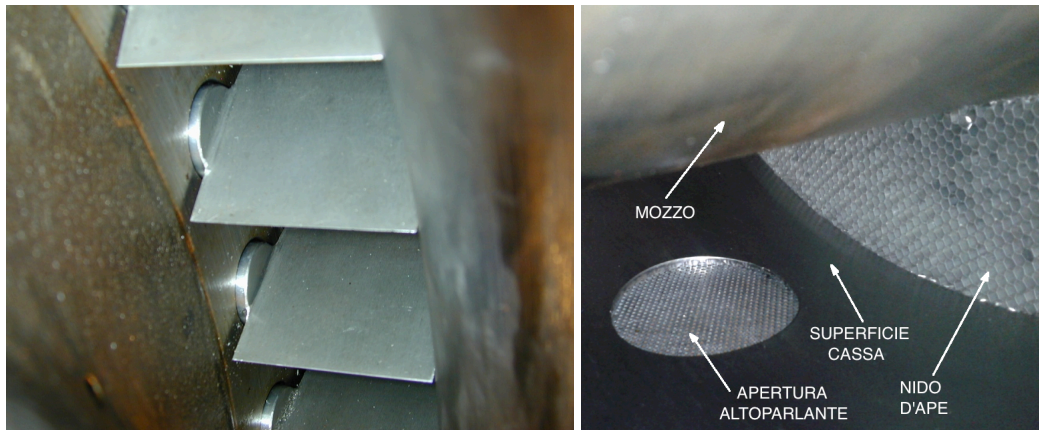


Figura 3.1: Pale IGV (a sinistra) e nido d'ape, in cui si nota anche la copertura forata dell'alloggiamento del cono dell'altoparlante

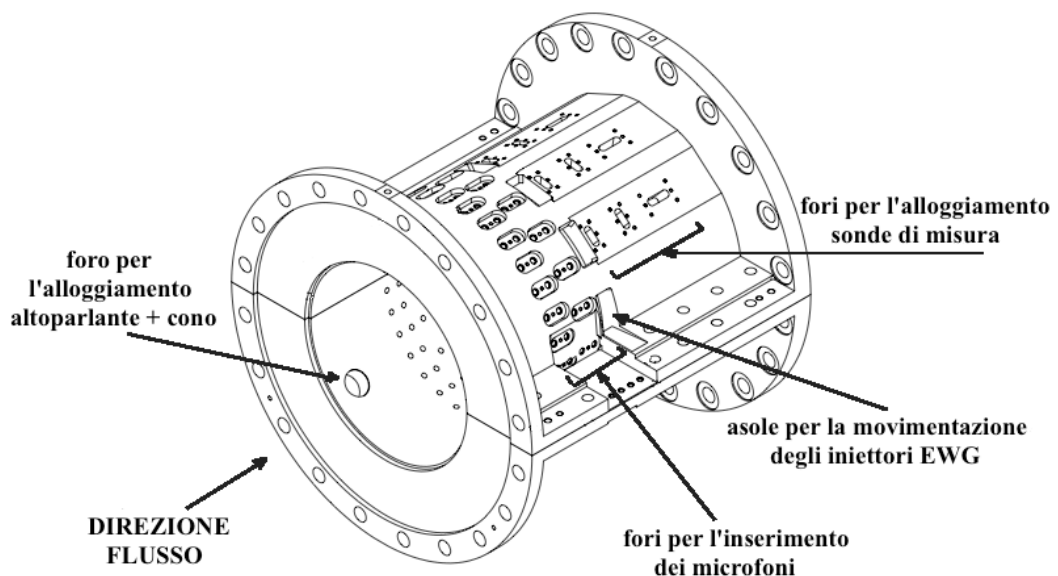


Figura 3.2: Vista isometrica della cassa di turbina

Gli iniettori EWG sono in totale undici, esattamente la metà delle pale statoriche. Essi sono posizionati su un anello mosso da un motore elettrico, così come lo statore, per permettere di muovere in sincronia questi due elementi per effettuare le misure sul passo di statore senza muovere la sonda. Dovendo solo caratterizzare il flusso dal punto di vista aerodinamico, durante le nostre prove l'anello EWG è stato tenuto fermo, gli iniettori sono stati sostituiti da tappi opportunamente sigillati per evitare trafileamenti e gli altoparlanti erano assenti. Nella Figura 3.3 si da comunque un'idea di come questi iniettori entrino nel

flusso per generare getti caldi ad elevata frequenza, poco prima del *leading edge* delle pale statoriche.

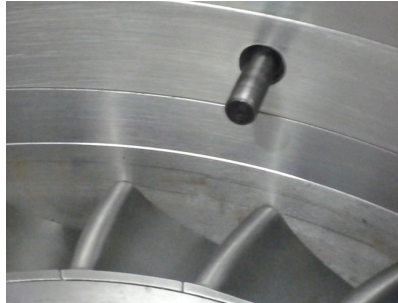


Figura 3.3: Vista interna del canale con iniettore EWG inserito a monte statore

Si vuole tuttavia far notare come sia stata modificata la cassa nella Figura 3.4 per poter effettuare successivamente queste misure. Nella figura è rappresentata la semi cassa inferiore in cui sono inseriti l'anello dello statore e degli EWG (entrambi visibili in basso). Quello sotto è l'anello statore e mette in risalto i denti di ingranamento del pignone che mosso dal motore elettrico lo farà ruotare, cambiando la posizione angolare delle pale. Sopra di questo è presente l'anello porta EWG con gli undici fori che andrà mosso insieme allo statore per impedire che ci siano movimenti relativi tra i due anelli quando si effettueranno le misure simulando il combustore. Nella parte alta si notano le quattro file di fori per l'alloggiamento dei microfoni (posti a diverse distanze angolari) per la captazione del rumore generato dagli altoparlanti a monte dello stadio, inseriti nei fori posti più in alto (in tutto sono quattro, distanti 90°).

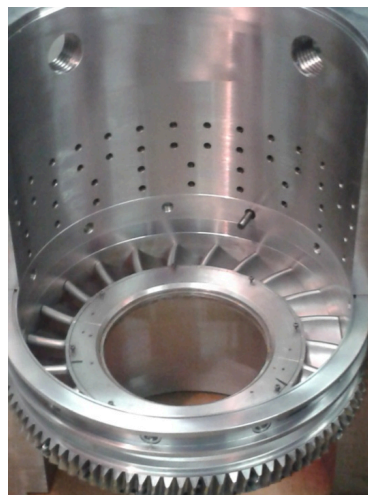


Figura 3.4: Vista interna della cassa con statore e anello EWG montati

Nella Figura 3.5 si osserva l'albero della turbina in posizione nella semi cassa inferiore e l'anello dello statore montato su di esso. Nella foto di sinistra si nota la voluta centripeta e il condotto anulare che porta allo stadio. È evidente la corona dentata su tutta la circonferenza esterna dell'anello statore. Nella foto di destra si nota il restringimento dell'albero (per mantenere circa lo stesso peso dopo il suo allungamento, ovviamente è prevista una copertura cilindrica per mantenere il condotto a corona circolare) e le viti che tengono unita la parte centrale agli estremi. La grande fessura sulla flangia della cassa è ricavata per l'alloggiamento dell'anello EWG subito a monte dello statore. In secondo piano è presente il condotto di bypass (in blu) chiuso in corrispondenza della valvola a flangia VF4.

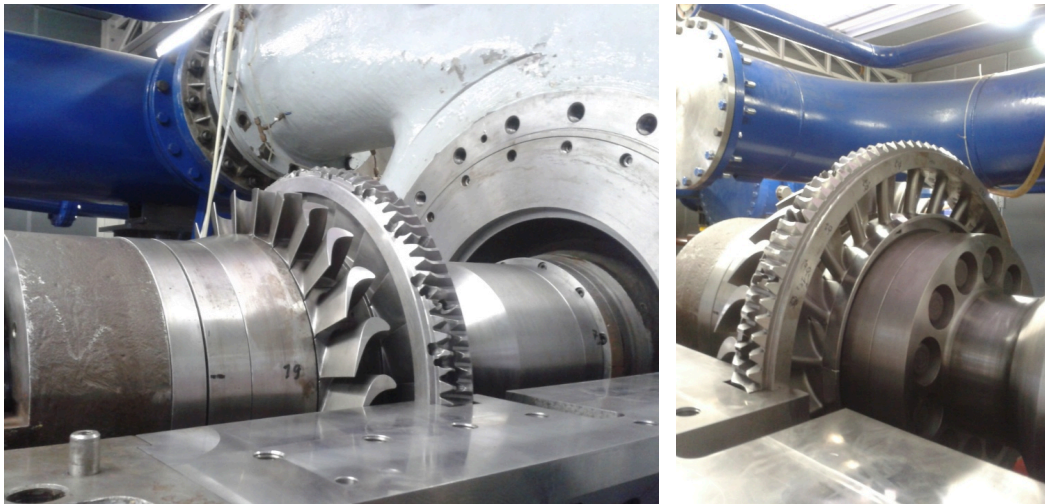


Figura 3.5: Vista anteriore e posteriore dell'albero di turbina con anello statore montato

Nella Figura 3.6 dall'alto si vede la metà inferiore della copertura cilindrica intorno alla parte a monte dell'albero dove è presente la variazione di diametro. Inoltre è montato solo il semi anello inferiore dello statore: da questa immagine si osserva che quest'ultimo è montato nella configurazione più distante dal rotore, poggiante sull'albero con delle tenute a labirinto.

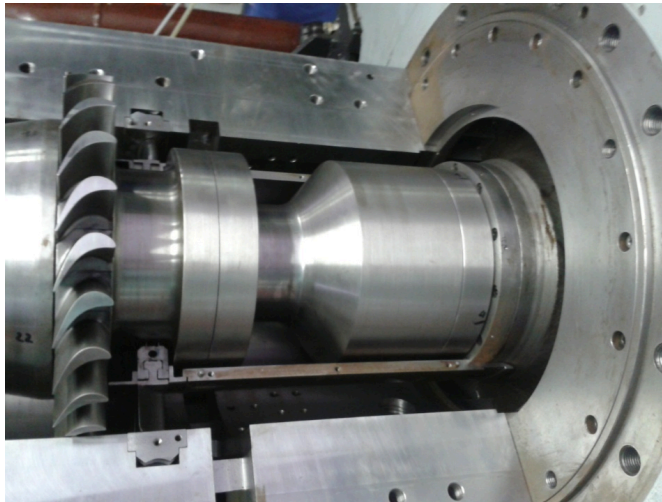


Figura 3.6: Vista dall'alto dell'abero con relativa copertura

3.2 Silenziatore

Tra la turbina e il compressore è interposto un silenziatore progettato sulle specifiche del progetto RECORD. Poichè in un motore aeronautico reale, dopo il combustore e la turbina è presente solo l'ugello, mentre il compressore è posto a monte di tutto, bisogna fare in modo che il compressore centrifugo di aspirazione posizionato a valle della turbina nel banco TC (essendo il ciclo chiuso) non vada ad intaccare le misure acustiche effettuate sullo stadio della macchina assiale. A valle di un altro elemento cilindrico posto in uscita della cassa della turbina per permettere l'alloggiamento di altri microfoni è stato montato un tubo silenziatore ad elementi perforati in grado di evitare che i disturbi acustici del compressore possano raggiungere i microfoni e pregiudicare le misure. Nella Figura 3.7 (in alto) si nota la voluta centripeta e la sezione assiale della turbina collegata al tubo silenziatore di colore blu. Nella foto sotto si dà un'idea del suo ingombro fino al condotto di aspirazione del compressore e si osserva il cilindro di collegamento tra turbina e silenziatore di colore grigio dotato di due file circolari di alloggiamenti per i microfoni per le misure acustiche di valle. Nella figura in alto si nota (in colore rosso) la valvola di sfogo posta in ingresso voluta che evita di avere velocità troppo elevate (qualora venisse a mancare il carico frenante improvvisamente) della turbina che potrebbero danneggiare i cuscinetti.



Figura 3.7: Vista del silenziatore tra turbina e compressore

Poco prima dell'ingresso nel compressore è stata prevista una presa di pressione atmosferica sempre aperta, direttamente nel tubo silenziatore, per permettere di avere pressione in ingresso il più vicino possibile a quella ambiente. La flangia di attacco del silenziatore al condotto di aspirazione della macchina centrifuga possiede un giunto elastico per l'eventuale assorbimento di dilatazioni termiche, diseallineamenti e vibrazioni.

3.3 Lavori effettuati sull'impianto e problemi riscontrati

In questo paragrafo si elencheranno i lavori a cui abbiamo partecipato prima di poter effettuare qualsiasi prova. I primi mesi sono stati incentrati sul completamento del commissioning dell'impianto, che ha riguardato il montaggio della cassa di turbina sulla voluta e l'alloggiamento del rotore, la chiusura del ciclo con l'inserimento del silenziatore e la preparazione della strumentazione di acquisizione. Si accennerà anche ai problemi che si sono riscontrati durante questa fase.

3.3.1 Montaggio turbina sul banco

A fine giugno sono iniziate le operazioni di assemblaggio della turbina che consistono nel montaggio della cassa inferiore sulla voluta per permettere il successivo alloggiamento del rotore e da ultimo la chiusura con la semi metà superiore. Di queste tre operazioni la più delicata e complessa è stata la seconda. Nella Figura 3.8 sono visibili i componenti di supporto usati per il montaggio.

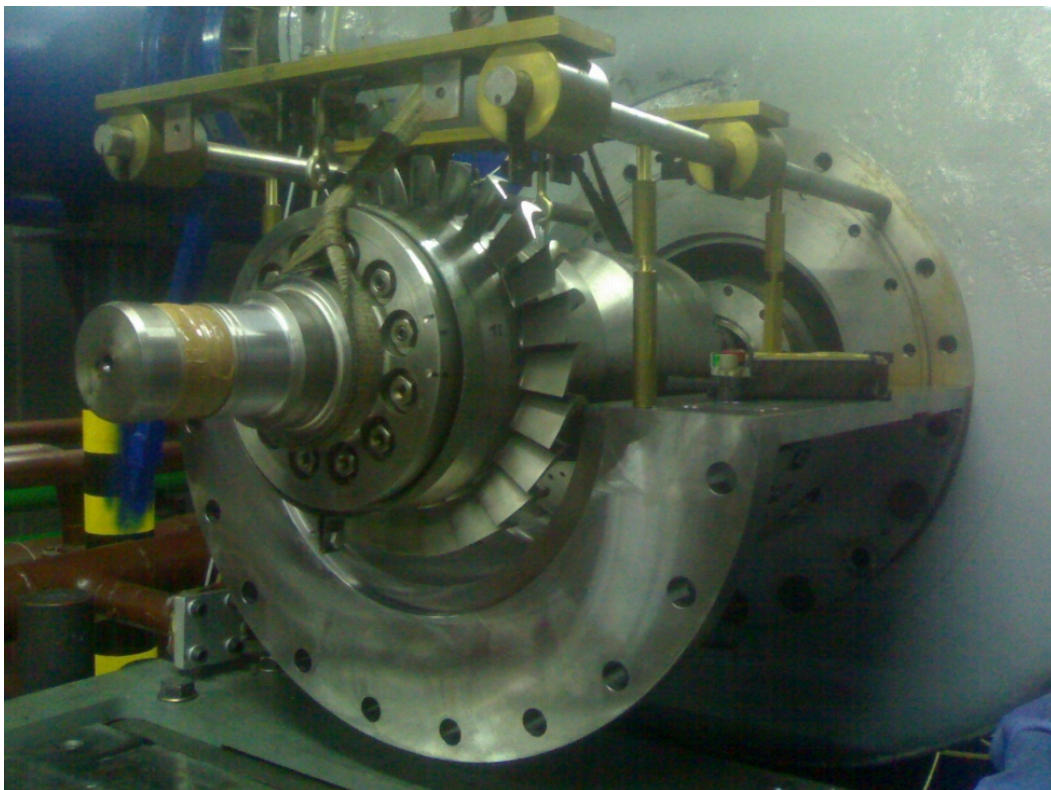


Figura 3.8: Alloggiamento rotore nella cassa inferiore

Come prima cosa sono stati avvitati i due sostegni orizzontali nei fori della voluta per permettere lo scorrimento del rotore all'interno della cassa. Essi sono stati opportunamente allungati a seguito delle modifiche all'albero descritte precedentemente. Per aumentare la stabilità e la rigidità del sistema tali sostegni sono tenuti in posizione da dei supporti poggianti sulla cassa inferiore e su di essi scorrono le guide che sorreggono il rotore tramite due staffe. Queste ultime tengono l'albero nelle zone A e B segnate nel disegno in Figura 3.9.

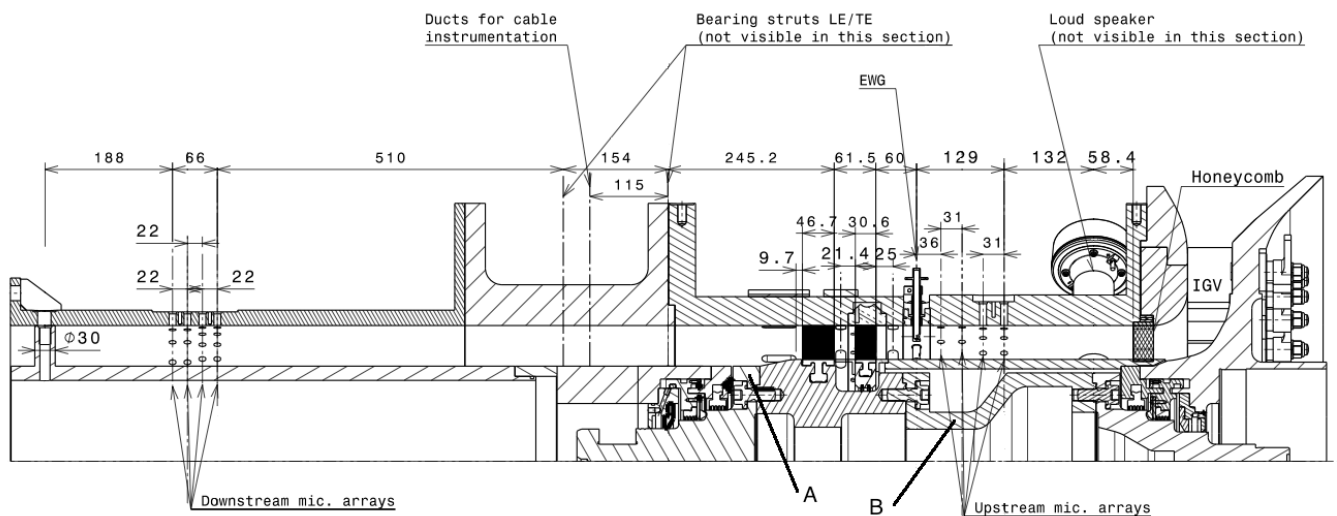


Figura 3.9: Disegno della sezione longitudinale della macchina assiale

Durante l'inserimento del rotore bisogna porre particolare attenzione alle tenute in grafite, essendo molto fragili. Prima della chiusura della cassa è stato effettuato l'allineamento della macchina sul piano orizzontale e verticale da parte della ditta specializzata *Prüftechnik*. A seguito di eccessive vibrazioni riscontrate durante il funzionamento è stato necessario far riequilibrare l'albero. In questo caso ci si è rivolti alla ditta *Cemb*. Dopo queste operazioni si sono preparati l'anello dello statore e dell'EWG.

In particolare l'anello statorico presenta quattro fori su cui vincolare le pale: si è scelta la configurazione tale per cui la distanza relativa statore-rotore è massima. Di conseguenza gli altri fori sono stati chiusi con dei tappi in vetroresina realizzati al tornio, sigillati poi con del metallo liquido per rendere il più liscia possibile la superficie di interfaccia con il flusso. Inoltre l'anello che porta le pale una volta montato sulla cerchiatura dello statore presentava una forte non tolleranza geometrica, che è stata corretta allargando i fori e modificando le teste delle viti, in modo tale da avere una distanza uniforme e pari a 40.7 mm tra l'anello porta pale e il piano di battuta. Sei pale presentavano un gioco al tip che è

stato annullato con degli spessori con la stessa sagoma del profilo per evitare trafileamento, gravissimo dal punto di vista della fluidodinamica.

A questo punto è stato possibile montare la metà superiore della cassa, dopo aver praticato a monte due fori per l'introduzione delle prese di pressione totale (tubo di *Pitot*) e temperatura (termocoppia). Per facilitare questa operazione è stato necessario fresare la voluta in corrispondenza dell'unghia. Prima di procedere con le prove si sono tappati i fori per i microfoni con delle piastrine che mantengono a battuta delle viti, operazione eseguita anche sul cilindro di valle, avendo cura di dotare le viti nei fori della cassa di monte di O-ring per far da guarnizione essendo il flusso a pressione maggiore di quella ambiente. Prima dell'inserimento nelle quattro bocche di monte, i coni degli altoparlanti sono stati tappati con una piastrina forata per evitare risonanze acustiche nelle successive prove, in cui verranno montati gli altoparlanti veri e propri.

A questo punto è stato possibile installare il tubo silenziatore tra il cilindro di valle della turbina e il condotto di aspirazione del compressore. Nella Figura 3.10 se ne osserva la superficie interna e il mozzo centrale entrambi forati.

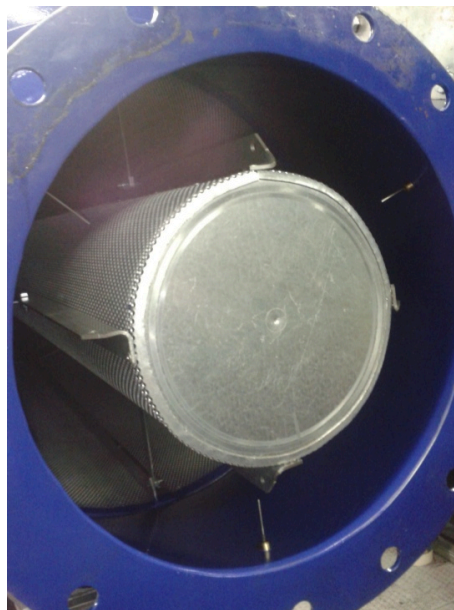


Figura 3.10: Silenziatore ad elementi perforati

Per avere il valore di temperatura e pressione a valle turbina si sono posizionate tre termocoppie e tre prese di pressione a 120° di distanza, rispettivamente all'ingresso del silenziatore e sul cilindro di valle, così da ottenere un valore medio delle due grandezze. La perdita di carico tra la voluta e l'ingresso statore (ovvero data dalla voluta stessa, dal suo distributore e dal nido

d'ape) ammonta a 70 mbar nelle condizioni più severe di funzionamento (OP1), mentre quella dovuta al solo silenziatore è di circa 40 mbar.

3.3.2 Surriscaldamento cuscinetto turbina

Durante le prove di inizio agosto si è riscontrato un valore anomalo di temperatura sul cuscinetto di monte dell'albero della turbina. Basandoci sui dati relativi a prove svolte negli anni passati la temperatura media di esercizio di tali componenti si aggirava intorno ai 45-50 °C. Il cuscinetto in questione nella condizione operativa al massimo numero di giri raggiungeva una temperatura di poco superiore a 90 °C come si può vedere nel grafico di Figura 3.11 nel quale si nota un'evidente dipendenza della grandezza in questione e il numero di giri della turbina. Di contro la temperatura del cuscinetto di valle si mantiene entro valori standard per l'applicazione in questione.

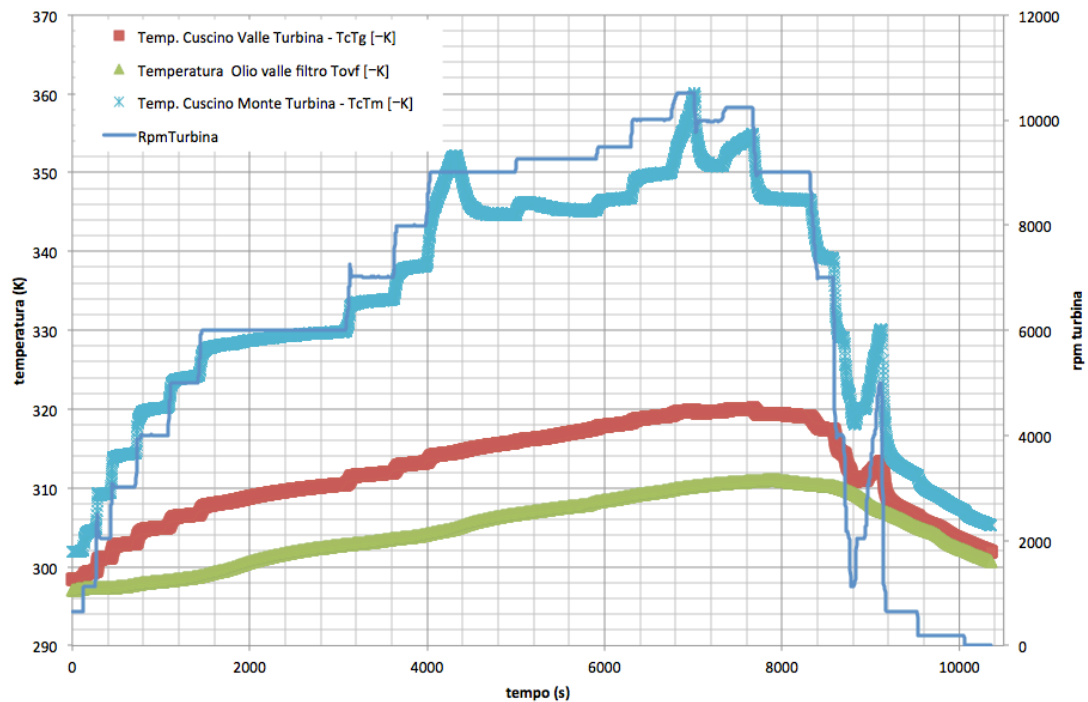


Figura 3.11: Temperatura cuscinetto di monte al variare del numero di giri

Il componente di cui stiamo parlando è un cuscinetto a strisciamento a lubrificazione idrodinamica, nel quale l'albero resta in sospensione su cinque pattini rivestiti da metallo bianco, grazie alla formazione di un meato di olio apportato da altrettanti iniettori interposti tra di essi. Tra le cause che possono

provocare un funzionamento anomalo, quelle su cui abbiamo indagato sono principalmente tre:

- pressione dell'olio troppo bassa;
- ostruzione degli iniettori;
- il peso del rotore è superiore a quello nominale previsto per il cuscinetto, ma ancora nei limiti del campo operativo.

Per quanto riguarda la prima causa, una mancanza di pressione può essere dovuta a un trafilamento eccessivo allo scarico del cuscinetto, eventualità che abbiamo escluso andando a serrare le rispettive flange. Tuttavia questa prima ipotesi non sembrava essere la causa, siccome la pressione misurata rientrava nei valori nominali e anche aumentandola ulteriormente (andando a diminuire quella del compressore) non si sono notati miglioramenti.

Per poter meglio capire il problema si è quindi deciso di smontare il cuscinetto. Quello che si è notato subito è stato un parziale consumo non uniforme del metallo bianco, come si può notare nella Figura 3.12, ma soprattutto l'ostruzione di due iniettori.

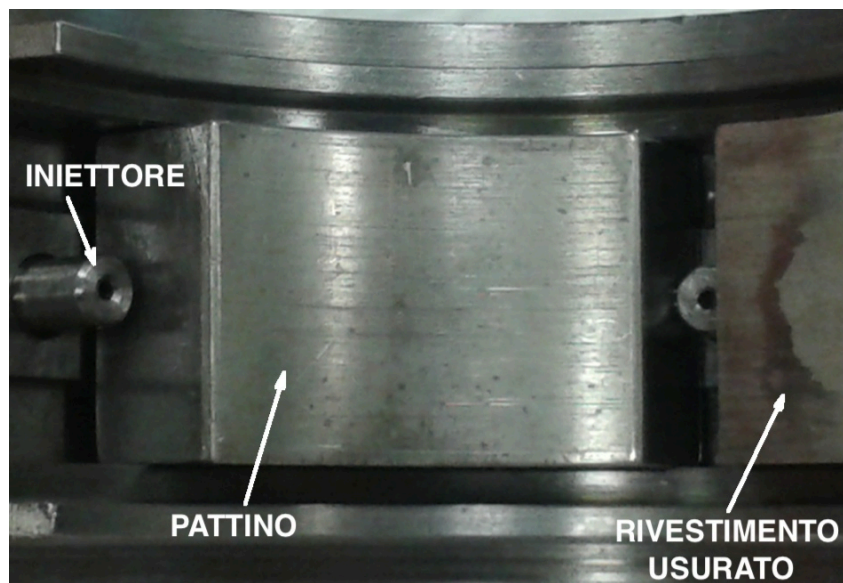


Figura 3.12: Cuscinetto di monte della turbina

L'ultima ipotesi causa la formazione di un meato insufficiente a mantenere l'albero in sospensione, aumentando così gli attriti e di conseguenza anche la temperatura. Per verificarne la validità sono state condotte delle prove tramite sensori di prossimità per verificare che l'arrampicamento dell'albero nella sua sede fosse corretto, dando esito positivo. Nella Figura 3.13 si rappresentano i valori dati dal sensore in funzione del numero di giri della turbina.

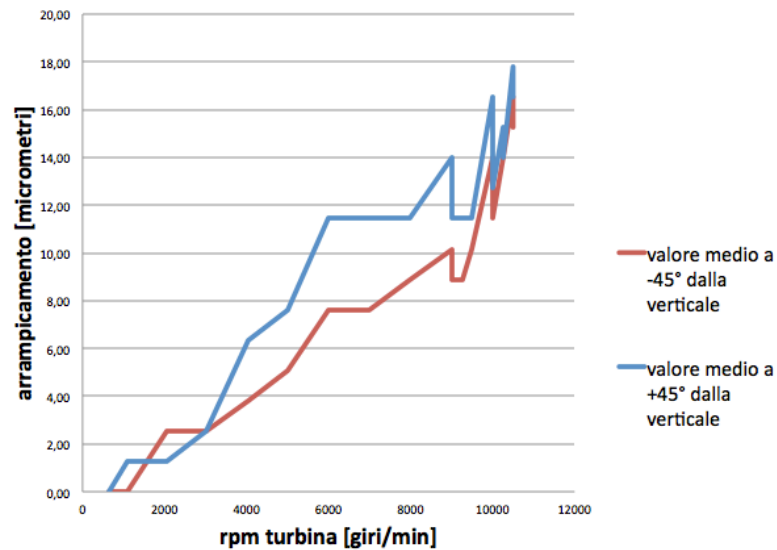


Figura 3.13: Arrampicamento cuscinetto di monte

Dopo aver consultato l'azienda costruttrice del cuscinetto e aver constatato che il componente in esame può sopportare temperature fino a un massimo accettabile di 105 °C, si è deciso comunque di allargare i fori degli iniettori da 1.1 mm a 1.25 mm, in modo da aumentare la portata di olio. Successive prove hanno dimostrato la bontà di questa operazione, mostrando un calo netto della temperatura, soprattutto nella condizione operativa a velocità massima, nella quale essa non supera i 75 °C. Appare inoltre evidente come l'andamento della temperatura sia molto più stabile alle alte velocità, indice del fatto che la turbina sia stata progettata per funzionare a questo regime, come dimostrano anche i minori valori di vibrazione.

3.3.3 Perdita olio cuscinetto di valle turbina

Verso fine settembre si è riscontrata una perdita di olio dal basamento del cuscinetto di valle della turbina. L'olio avrebbe potuto modificare le misure di pressione andando ad intasare i condotti delle prese in ingresso silenziatore. Tale perdita è stata causata dalla non perfetta ricollocazione della pasta sigillante a seguito dello smontaggio del cuscinetto, resosi necessario per la sistemazione della termocoppia corrispondente. È bastato risigillare in modo opportuno per garantire la giusta tenuta.

3.3.4 Rottura giunto encoder turbina

Durante la prova del 26 settembre si sono riscontrate anomalie nel numero giri turbina, non avendo più corrispondenza tra la posizione del potenziometro e il valore dato dall'encoder. Si è deciso quindi di fermare l'impianto per evitare che la macchina raggiungesse velocità troppo elevate. Il motivo di questo malfunzionamento è stata la rottura del giunto elastico dell'encoder, visibile nella Figura 3.14 messo a confronto con uno nuovo.

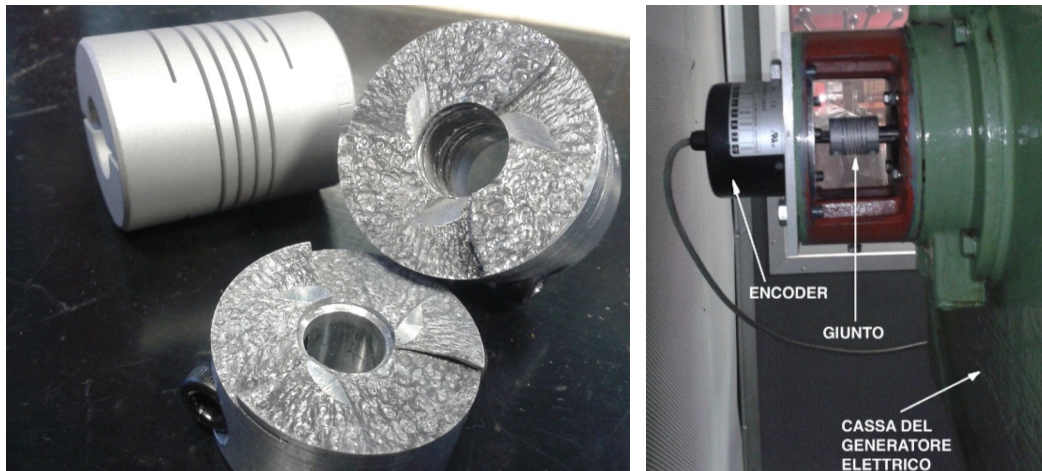


Figura 3.14: Giunto elastico encoder

La rottura è avvenuta per fatica, dato che era presente un disassamento tra l'albero del encoder e l'albero del motore. È bastato quindi sostituirlo e ridurre tale disallineamento mediante l'uso di spessori.

3.3.5 Rottura sonda FRAPP

Durante l'elaborazione delle prove dell'8 ottobre si sono notate delle differenze sostanziali tra i risultati ottenuti con griglia lasca e fitta nella stessa condizione operativa (OP3: 7000 rpm turbina – 12600 rpm compressore). Esse non potevano essere dovute al solo infittimento della griglia di acquisizione, tant'è che controllando lo stato della sonda, quest'ultima risultava priva della testina. Alcune delle cause possibili potrebbero essere: il contatto con il rotore dovuto al non corretto funzionamento del fine corsa; una vibrazione eccessiva dell'albero; una rottura per fatica. Quest'ultima causa ad ora sembra essere la più probabile considerando le centinaia di ore di utilizzo sempre sotto campo pulsante. La sonda in questione "SONCIL 5" è stata sostituita dalla "CYL-POLIMI2". Per evitare problemi si è deciso di aumentare il gioco all'hub, facendo un'affondata massima di 48.5 mm anziché 49.5 mm.

3.3.6 Problemi quadro elettrico

Una volta portate a termine tutte le operazioni necessarie per porre l'impianto nelle condizioni di effettuare le misure si è sempre riscontrato un problema al quadro elettrico nella condizione operativa più critica al massimo numero di giri (OP1: 18000 rpm compressore – 11100 rpm turbina). Il sistema di controllo toglieva l'alimentazione alle macchine dopo che esse funzionavano in questa configurazione per un tempo prolungato. A differenza della turbina, il compressore è privo di un sistema di controllo che azzeri la sua velocità seguendo una rampa moderata e controllata. Inoltre venendo a mancare la coppia motrice si crea un riflusso di aria dalla mandata all'aspirazione che aumenta l'effetto frenante della girante: questi arresti immediati, dal punto di vista meccanico, non sono un bene per la macchina e pertanto si è dovuto cercare una soluzione.

L'interruttore del quadro elettrico della turbina non sopportava elevate correnti per tempi lunghi: si tratta di un deperimento legato all'età del componente. Per verificare che fosse realmente questa la causa si è bypassato tale interruttore e non si sono più avuti problemi in questo senso. L'interruttore ora è in fase di sostituzione.

In uno dei bruschi stop alle macchine sono anche bruciati i fusibili del comando turbina. Infine la permanenza in OP1 per tempi medio/lunghi ha evidenziato una limitazione in corrente eccessivamente prudenziale sul compressore che è stata alzata ad un valore corretto.

Capitolo 4

Caratterizzazione flusso

In questo capitolo si discutono le caratteristiche degli strumenti di misura usati nelle prove. Il programma del progetto RECORD prevede di effettuare i rilevamenti in tre condizioni operative chiamate OP (*operating points*), elencate nella Tabella 4.1. Oltre alle OP1, OP2, OP3, si è deciso anche di effettuare la condizione OP4 a bassa velocità per avere una caratterizzazione del flusso più completa. In tabella si riportano le caratteristiche principali dei punti operativi e le performance della macchina assiale espresse in rendimento iso-entropico e politropico calcolati tramite CFD¹ (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_{VR} . Esso è leggermente superiore da quello misurato (indicato con β_{MIS}) utilizzando la pressione statica in ingresso del silenziatore P_{IS} , la quale è più alta per la presenza del condotto divergente.

CONDIZIONE OPERATIVA	OP4	OP3	OP2	OP1
rpm turbina [giri/min]	4000	7000	9000	11100
rpm compressore [giri/min]	8500	12600	15400	18000
β (P_T/P_{VR})	1.16	1.4	1.65	1.95
β_{MIS} (P_T/P_{IS})	1.15	1.39	1.64	1.94
rapporto di compressione	1.2	1.5	1.8	2.15

PERFORMANCE TURBINA (CFD)	OP3	OP2	OP1
rendimento_is total-total	0.885	0.89	0.899
rendimento_is total-static	0.821	0.823	0.825
rendimento_pol total-total	0.881	0.884	0.891
rendimento_pol total-static	0.813	0.813	0.81

Tabella 4.1: Caratteristiche e performance della turbina al variare della condizione operativa

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, $\beta = 2.0$.

4.1 Strumenti di misura

Le prove sperimentali sono state eseguite utilizzando delle sonde capaci di ricavare le grandezze fondamentali per lo studio dell'aerodinamica del flusso. Per permettere ciò, sulla parte superiore della cassa di turbina sono stati ricavati dei fori per consentire l'inserimento di tali strumenti. Nel progetto della cassa ne sono stati previsti nove, collocati in diverse posizioni. Ciò non toglie che si potrebbero effettuare le prove anche utilizzando più di una sonda alla volta, ma questo causerebbe un aumento del tempo stesso di acquisizione, e un'enormità di informazioni ricavate, da elaborare successivamente. Inoltre c'è anche da tenere in considerazione l'ingombro delle sonde e dei motori per la loro movimentazione posizionati nelle slitte di ancoraggio, oltre ovviamente alla necessità di avere a disposizione più di una slitta con i motori relativi, dedicata ad ogni sonda. Durante le prove effettuate si è sempre utilizzata quindi una sola sonda alla volta. Per facilitare l'inserimento delle sonde dotate di sbraccio, i fori sono a forma di asola, come si possono osservare nella Figura 4.1. Indicati dalle frecce, sono stati riportati sulla semi cassa superiore in tre posizioni angolari differenti, e in tre altezze diverse rispetto al flusso: a valle dello stadio, quindi subito dopo il rotore; tra statore e rotore (la distanza tra le palette è stata opportunamente aumentata per permettere l'inserimento della sonda, e portata a 30.6 mm); tra l'anello porta iniettori *EWG* e lo statore. I fori non utilizzati durante la prova si tappano con dei coperchi opportunamente conformati da avvitare sulla cassa, in modo da rendere la parte superiore del condotto il più liscia possibile.

La preparazione delle sonde e il loro alloggiamento sulla cassa di turbina sono processi critici per la corretta riuscita dell'acquisizione dei dati. La sonda deve essere mossa verticalmente lungo l'altezza del canale per poter effettuare le misure lungo tutta l'altezza di pala e per far ciò necessita di un motore che la muova in direzione radiale. Alcune sonde con un'unica presa di pressione (come la *FRAPP*) necessitano anche di un motore che le direzionino lungo il piano *blade-to-blade*. Sono state quindi allestite delle slitte porta motori e sonda, da avvitare sul coperchio interessato. Lo stelo della sonda deve essere allineato il più possibile con la direzione radiale del canale e quindi si capisce come il foro ricavato nel coperchio deve essere eseguito minuziosamente per permetterne la massima concentricità con lo stelo. L'allineamento dello stelo è eseguito comparando l'inclinazione del coperchio con un blocco di riferimento posto sull'estremità superiore. Sulla slitta sono presenti anche i fine corsa del movimento lineare, per evitare collisioni della sonda con l'albero della turbina e conseguente rottura dello strumento. Per le sonde dotate di sbraccio si capisce come anche il fine corsa superiore sia necessario, onde evitare di far entrare in contatto la testa con la parte alta del canale.

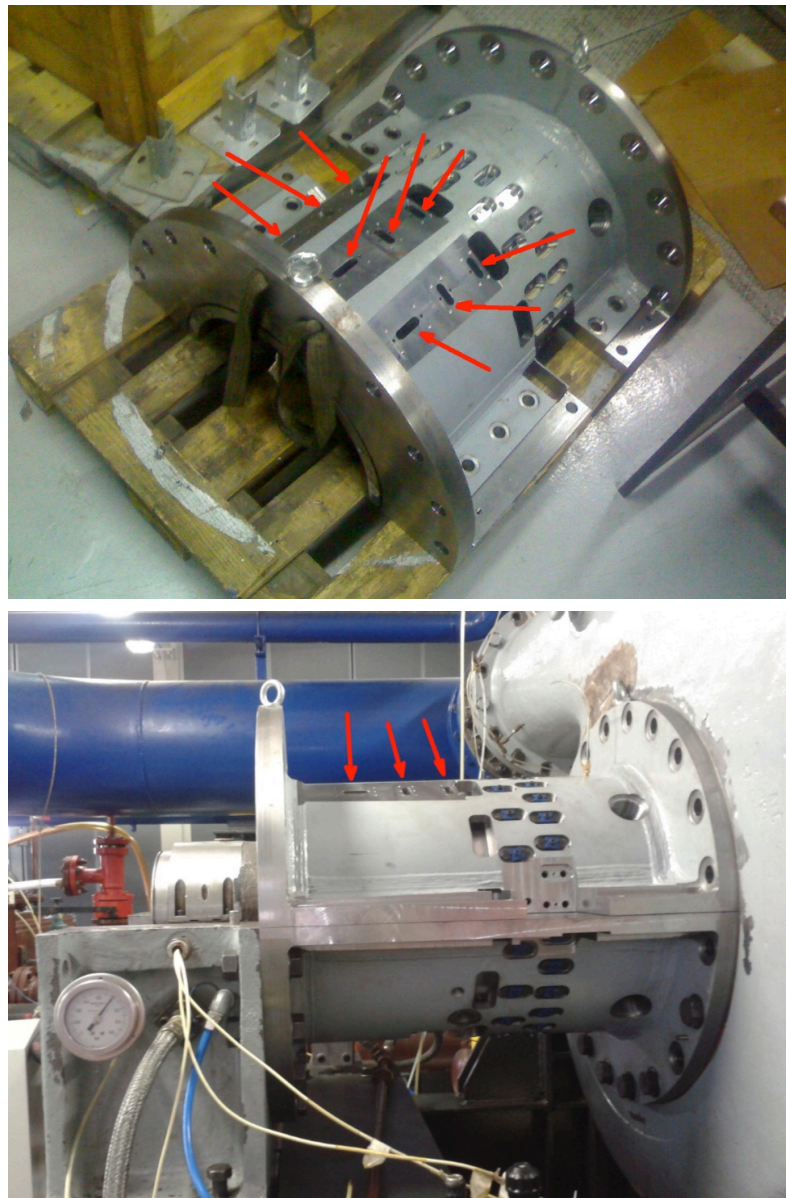


Figura 4.1: Posizione dei fori sulla cassa superiore per l'alloggiamento delle slitte porta sonde, prima e dopo il montaggio sulla semi cassa inferiore

Ogni sonda ha il suo campo di utilizzo, perciò si utilizzerà la *sonda FRAPP* a valle rotore, mentre tra statore e rotore si opterà per la *sonda 5 fori*, dato che la prima sarebbe poco precisa a causa dell'elevato numero di Mach in uscita della schiera statorica. Per caratterizzare il flusso in ingresso statore è stata utilizzata una *flattened* che altro non è che un *tubo di Pitot* opportunamente sagomato per incrementare la risoluzione spaziale.

Lo scopo delle prove è quello di ottenere il campo di moto del flusso a cavallo dello stadio di turbina, alle varie condizioni operative di funzionamento. Siccome la posizione angolare della sonda di misura è fissa sulla cassa, si è optato per un sistema di movimentazione della schiera statorica, in modo da rappresentare quello che succede sull'intero passo delle pale. Le pale statoriche sono completamente cerchiare, e sull'anello esterno è riportata una corona dentata, sulla quale fa presa una vite senza fine mossa da un motore elettrico. Il passo è di 16.36° e per rappresentarlo si dovrà scegliere una griglia opportuna (per esempio un grado per un totale di circa 16 movimenti dello statore, più eventualmente altri due gradi per verificare la periodicità).

Dopo un periodo di riscaldamento dell'impianto per portarlo a equilibrio termico, si raggiungeranno di volta in volta le singole condizioni operative *OP*. Una volta verificata la stabilità delle temperature in ingresso statore e dopo un primo affondamento della sonda fino a metà altezza pala per stabilizzarla termicamente, si procederà con la prova sperimentale: si partirà da un valore angolare di statore e per questo si acquisiranno determinati punti per ogni affondamento della sonda nel canale (con un numero di affondamenti opportuno). Alla fine di un ciclo di affondamenti si riporterà la sonda in posizione iniziale e si muoverà di un altro angolo lo statore, fino al completamento dell'intero passo. Una volta ottenuti i dati sperimentali, saranno elaborati da programmi opportuni che visualizzeranno il campo di moto nelle sue grandezze fondamentali e si dedurranno delle conclusioni. In Figura 4.2 è riportato un esempio di griglia usata per le rilevazioni del campo tra statore e rotore.

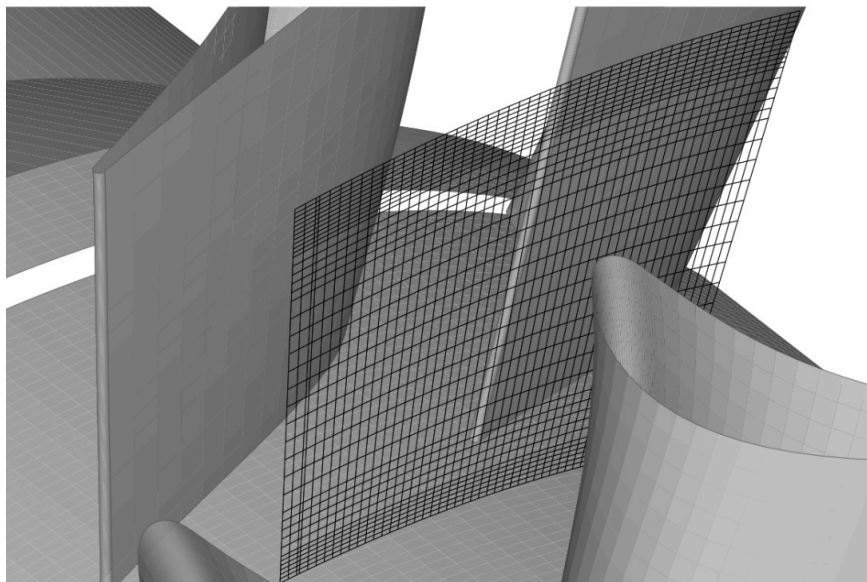


Figura 4.2: Esempio di griglia di misura tra statore e rotore

4.1.1 Presa di pressione totale *flattened*

La pressione totale è quella del fluido conseguente ad un suo arresto isoentropico. La sua misura si ottiene localizzando una presa di pressione in corrispondenza di un punto di ristagno del fluido, pertanto le sonde di misura sono realizzate con geometria ottimizzata a tale scopo. La configurazione più utilizzata è contraddistinta da un cilindro con asse longitudinale parallelo alle linee di corrente. Nel nostro caso la testa è appiattita, da cui il nome *flattened*, poiché appiattendola si riesce ad ottenere una migliore discretizzazione del flusso lungo l'altezza del canale rispetto al caso cilindrico, permettendo di effettuare misure in prossimità della parete. La *flattened* non è una vera e propria sonda aerodinamica, ma è un comune *tubo di Pitot*.

Se la corrente fluida è subsonica la pressione misurata con una sonda così fatta è molto prossima alla pressione totale, ma non coincidente con essa, a causa degli effetti viscosi, i quali però sono significativi per numeri di Reynolds molto bassi. Nel caso di corrente supersonica invece si incontra un secondo limite legato alla formazione di un'onda d'urto in corrispondenza della testina della sonda. Ciò comporta che la pressione letta non è quella totale della corrente indisturbata, ma quella a valle di un urto. La sensibilità di una sonda di pressione totale ad eventuali diseallineamenti con la direzione del flusso è contenuta (circa $\pm 10^\circ$ di angolo relativo), pertanto per un loro utilizzo non è necessario conoscere con esattezza la direzione del flusso incidente.

I grafici in Figura 4.3 riportano le prove alle varie condizioni operative. Nelle condizioni OP2 e OP3 le prove sono state effettuate usando il coperchio verso il locale di comando e quello centrale. In OP4 si è usato solo quest'ultimo. Non sono state effettuate prove in OP1 in quanto il flusso in quella condizione si può considerare incomprimibile e si può applicare la teoria della similitudine per passare da una condizione all'altra. La leggera differenza riscontrata è dovuta agli effetti dell'IGV e del nido d'ape in uscita dalla voluta. In Figura 4.4 la sonda è montata sul coperchio nella fila centrale, mentre in primo piano si vede la fila rivolta verso il locale di comando.

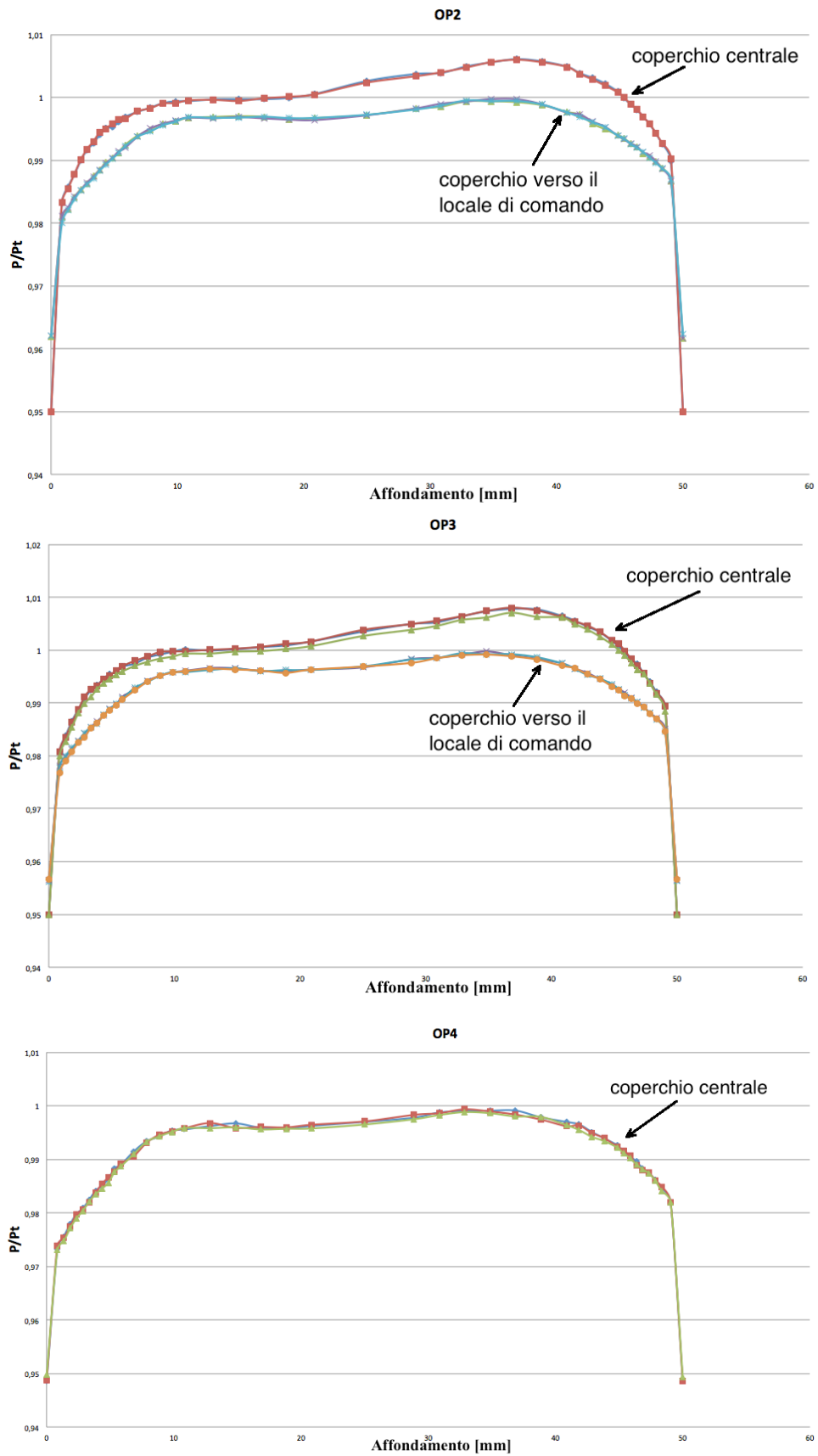


Figura 4.3: Misure di pressione totale a monte

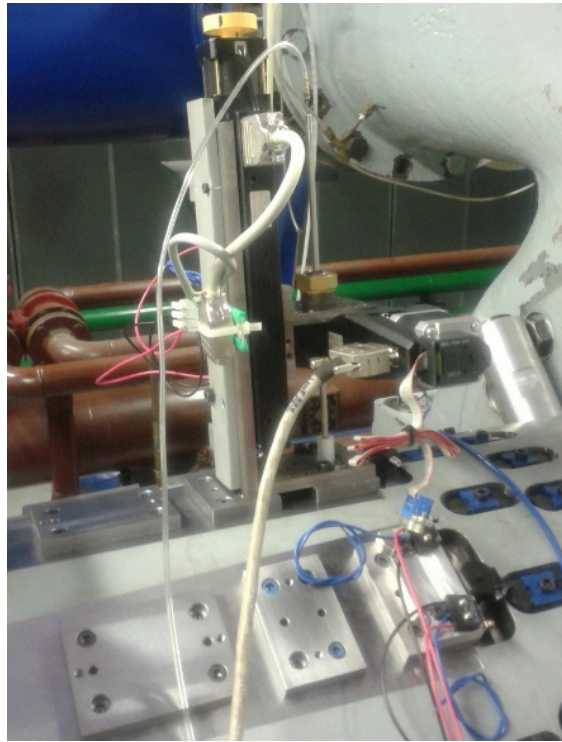


Figura 4.4: Presa di pressione flattened a monte statore

L'andamento dello *yaw*, del *pitch*, della pressione totale e del numero di Mach in ingresso statore sono riportati nella Figura 4.5. Si tenga presente che il numero di giri del compressore è di circa 8200 rpm e in uscita della voluta centripeta, dove sono state effettuate queste misure con sonda 5 fori, è presente il nido d'ape e una rete metallica nella parte alta del canale. Questa soluzione si è resa necessaria per diminuire la disuniformità circonferenziale del numero di Mach e della pressione totale introducendo una perdita di carico, ed è tuttora presente. Come si può notare la pressione totale è minore vicino alle pareti a causa della presenza dello strato limite, mentre l'angolo di *pitch* ha valori assoluti elevati vicino alla parete esterna. L'andamento della pressione è abbastanza uniforme su tutta la sezione. Dal grafico dello *yaw* si può notare come il flusso sia pressochè assiale su tutta la sezione, oscillando tra 0° e 1°. La pressione totale ha un andamento simile a quello del numero di Mach.

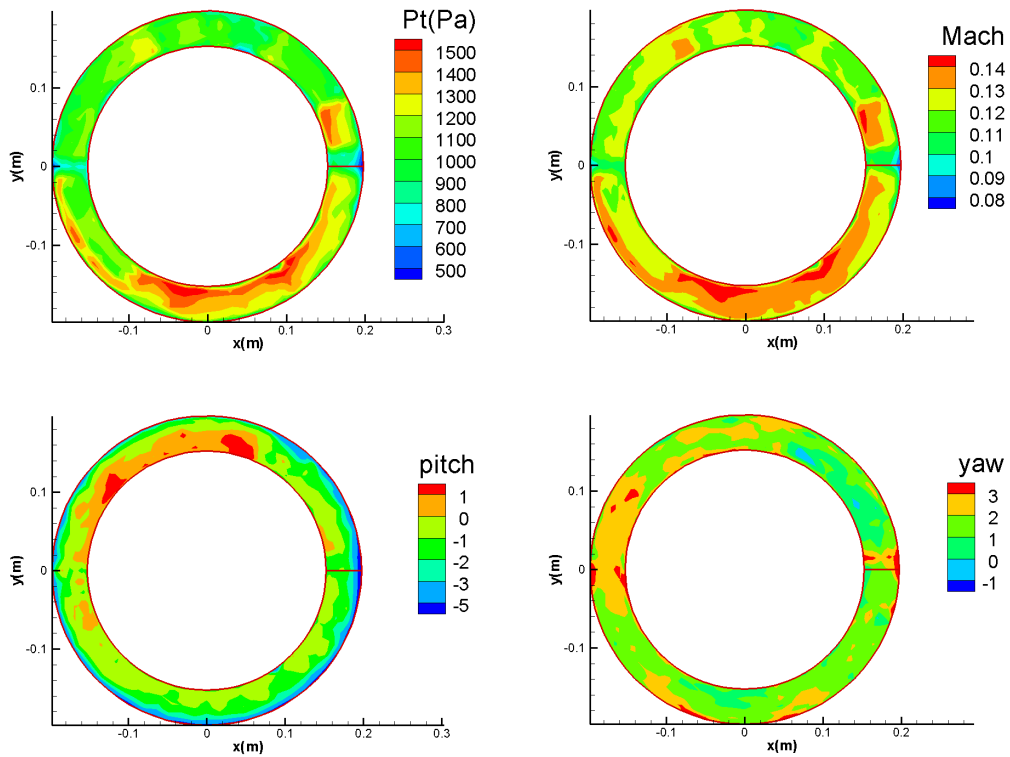


Figura 4.5: Caratterizzazione del flusso a monte dello statore: pressione totale [Pa], numero di Mach assoluto, angoli di pitch e di yaw [°]

4.1.2 Sonda FRAPP

La sonda *FRAPP*, acronimo di *fast response aerodynamic pressure probe*, non è altro che uno strumento di misura che, una volta introdotto nel canale anulare e messo a contatto con il flusso, ricaverà delle grandezze quali pressione, numero di Mach e angolo di *yaw*.

La sonda *FRAPP* è stata utilizzata a valle rotore e pertanto è stato forato un coperchio per poter inserire la testa della sonda nel flusso. Per ridurre qualsiasi trafileamento ed eventuali contatti della sonda con il metallo del coperchio che potrebbero causare disturbi nell'acquisizione, si è lavorata una boccola in teflon da inserire tra lo stelo della sonda e il foro passante ricavato nell'asola del coperchio. Nella Figura 4.6 si nota il coperchio da avvitare sulla cassa, avvitato a sua volta alla slitta contenente i motori di movimentazione della sonda, e nell'ingrandimento si vede la testa dotata di presa di pressione uscente dal foro cilindrico ricavato nel coperchio e circondata dalla boccola di teflon. In Figura 4.7 le due sonde usate sono posizionate sulla cassa nell'asola verso il locale di comando a valle rotore.

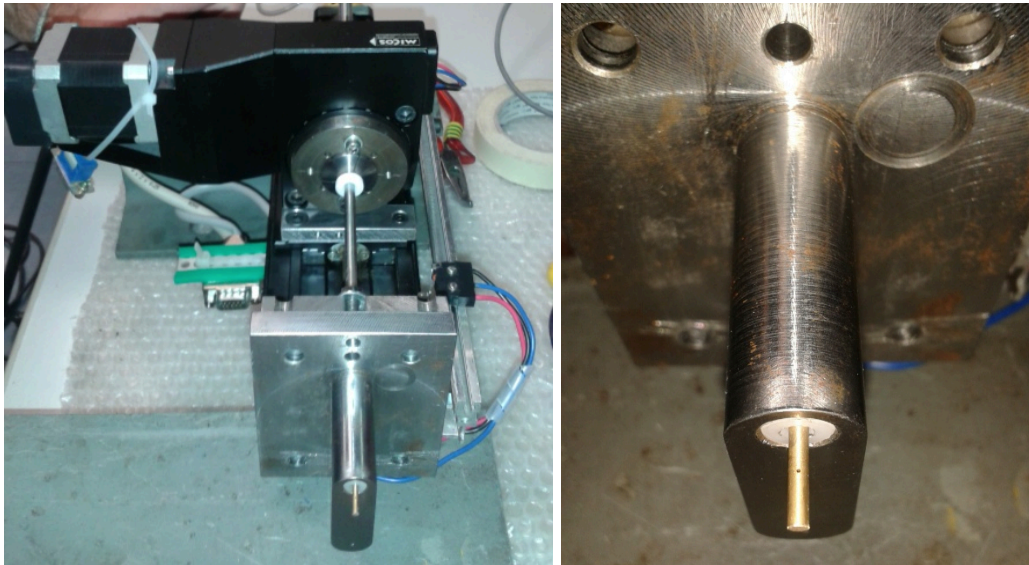


Figura 4.6: La slitta porta sonda avvitata al coperchio di valle e il particolare della sonda uscente da quest'ultimo

Prima di poter utilizzare la sonda è però necessaria una sua taratura per ricavare le costanti per poter passare dai valori elettrici dati in output dalla sonda ai valori delle grandezze effettive da misurare. La sonda infatti sfrutta un sensore (ponte di Wheatstone) sensibile sia alla temperatura che alla pressione. Per correggere attivamente la deriva termica si introduce una resistenza esterna, sulla quale si genera una caduta di tensione proporzionale alla corrente circolante nel ponte, a sua volta proporzionale alla temperatura del sensore. In questo modo si ha in uscita un segnale di caduta di tensione dipendente dalla pressione e dalla temperatura del flusso che intercetta la presa sulla testina della sonda. Nella Figura 4.8 è rappresentato lo schema del sensore con il segnale in uscita ΔV *signal* e la resistenza esterna R_{sense} . Le imposizioni della temperatura si effettua mediante forno, mentre quella di pressione tramite un calibratore.

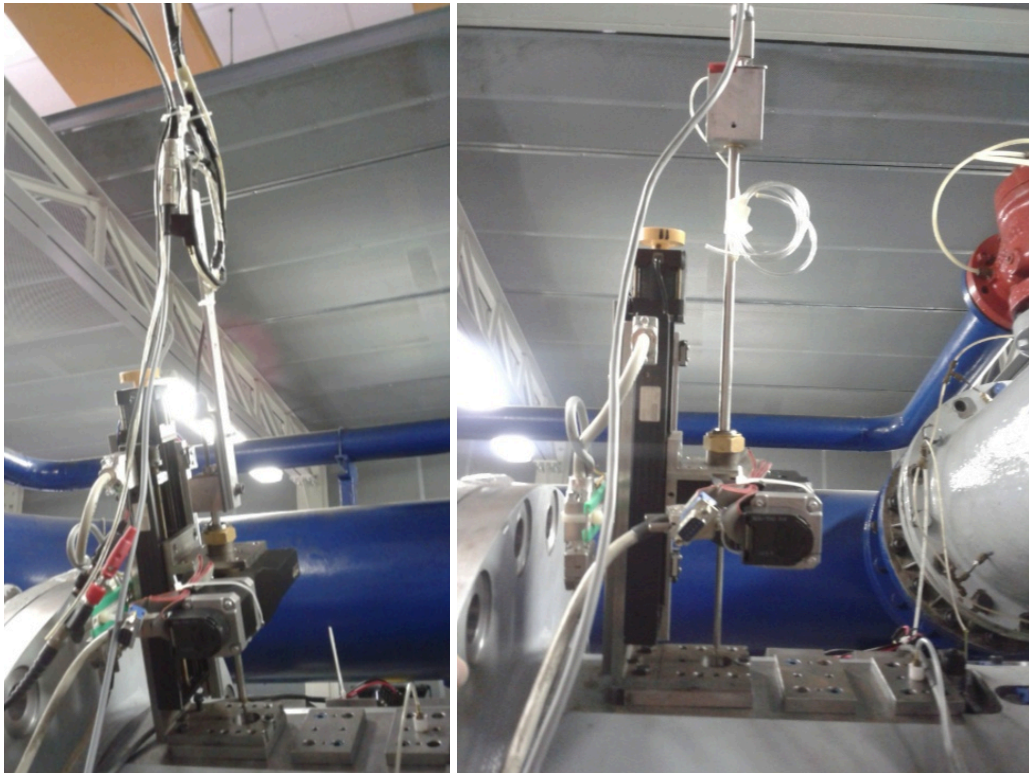


Figura 4.7: Le sonde *FRAPP SONCIL 5* (a sinistra) e *CYL-POLIMI2*, posizionate sul coperchio a valle del rotore

La taratura consiste nel dare rampe di salita e discesa sia di temperatura che di pressione (tenendo conto del transitorio termico molto più lento). Imponendo tanti valori di pressione per ogni valore di temperatura imposto, si leggeranno i valori di tensione proporzionali alle due grandezze. Ad ogni ciclo di pressioni si ricavano così la costante e l'intercetta (funzioni delle tensioni a loro volta funzione di pressione e temperatura) delle rette interpolanti i dati di pressione.

La sonda *FRAPP* è a tutti gli effetti una presa di pressione dotata di un piccolo foro sulla testina di 0.3 mm di diametro e posizionato a 5 mm dall'estremo inferiore. Le grandezze misurate sono la pressione statica e totale (da cui il numero di Mach) e l'angolo del flusso nel piano *blade-to-blade*, chiamato angolo di *yaw*.

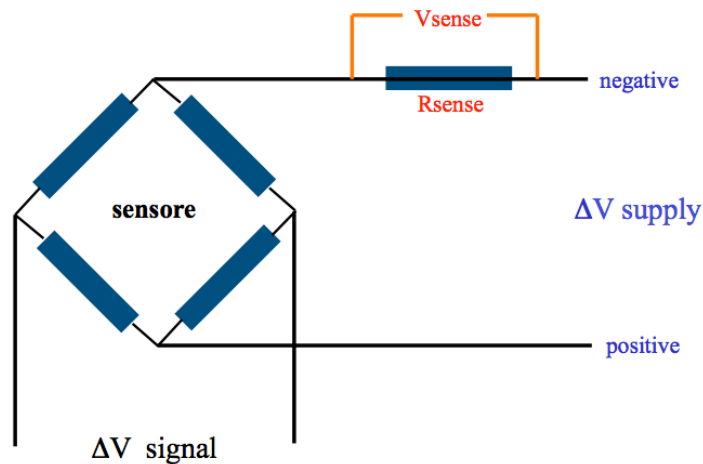


Figura 4.8: Schema elettrico generale del sensore della sonda FRAPP

La prova consiste nell'affondare la sonda lungo il canale anulare seguendo una griglia di affondamento opportuna (più fitta dove sono presenti elevati gradienti radiali delle grandezze). Siccome presenta un'unica presa, per ogni affondamento nel canale anulare bisogna ruotarla per permettere di ricostruire al meglio il campo di moto. Per una prima campagna di prove, dato che non si conosce con chiarezza ancora l'angolo con cui il flusso esce dal rotore (variabile sull'altezza di pala) si è optato per delle rotazioni standard di -90° , -45° , 0° , 45° , 90° per ogni affondamento. In questo modo la sonda è diventata simil-tre fori, essendo la distribuzione della pressione sulla sonda a step angolare di massimo 45° (campo di calibrazione $\pm 22.5^\circ$, permettendo un campo di utilizzo di $\pm 67.5^\circ$). Eseguite quindi delle prime prove per ogni condizione operativa dell'impianto, si è potuto risalire più o meno a quelle sia l'angolo del flusso in uscita e così si è provveduto a riefettuare le prove utilizzando dei valori di rotazione della testina scelti opportunamente, cercando di infittire la griglia solo dove serve per non perdere punti di misura e di evitare rotazioni eccessive che aumenterebbero il tempo della prova. Questa seconda campagna di misure permetterà anche di studiare il flusso dal punto di vista della turbolenza.

Il tempo di prova è abbastanza lungo, dato che la testina deve effettuare diverse rotazioni in base agli affondamenti e bisogna tener conto di un tempo di acquisizione e di movimentazione. A questo va aggiunto anche il tempo di movimentazione dello statore ogni volta che la sonda ha terminato tutte le affondate, oltre al tempo di ritorno in posizione iniziale. Per tentare di velocizzare il processo si è optato per una logica di movimentazione "alternata" della testina, cioè per un affondamento si fa muovere la sonda da -90° a $+90^\circ$ e al successivo affondamento si acquisisce da $+90^\circ$ a -90° , e così via. In questo modo si eliminano i tempi di ritorno della sonda (necessari per un percorso diretto sempre

dallo stesso punto) e si riduce il problema del recupero giochi. Per utilizzare la sonda *FRAPP* bisogna rispettare dei vincoli su delle grandezze per evitare di uscire dal campo di taratura:

- il numero di Mach deve essere minore di 0.8 per evitare che l'overspeed sulla sonda cilindrica porti il flusso in condizioni soniche, dando risultati poco precisi (motivo per cui è inutilizzabile a valle statore causa l'elevata velocità in uscita del flusso);
- temperatura minore di 80 °C;
- la pressione non deve superare il doppio del fondo scala del trasduttore;
- il flusso deve essere ben approssimabile a 2D;
- il fluido di lavoro non deve essere aggressivo e non deve sporcare la presa per evitare di modificare l'acquisizione;
- la frequenza di passaggio pala deve essere inferiore a un quinto della frequenza limite.

Una volta definite le movimentazioni della sonda (ad ogni condizione operativa si hanno un certo numero di rotazioni per ogni affondamento lungo l'altezza di pala) bisogna stabilire quanti punti campionare per ogni punto di misura, stabilendo la frequenza di acquisizione. La frequenza dominante del fenomeno è la frequenza di passaggio pala *BPF* (*blade passing frequency*). Questa rappresenta la frequenza con cui la singola pala di rotore passa davanti alla sonda. Per ogni condizione operativa, si ha un certo numero di giri al minuto dell'albero, cui corrisponde una certa frequenza. Considerando che l'albero di turbina possiede 25 pale sul rotore, la *BPF* si può facilmente ricavare moltiplicando per 25 la frequenza di rotazione dell'albero stesso. Si dovrà decidere con che frequenza far campionare la sonda (*PSF*, *physical sampling frequency*), in modo da avere abbastanza punti per ricostruire al meglio il segnale. Per una buona risoluzione si è scelto una *PSF* pari a 40 volte la *BPF*. Ciò significa che il sistema acquisisce 40 punti per ogni pala rotorica. Alla fine si medieranno i punti acquisiti per ogni pala, sul totale di 25 pale per ottenere un segnale periodico rappresentativo del fenomeno. In virtù del criterio di *Nyquist* per avere un dato significativo alla *PSF* occorre acquisire con una frequenza almeno doppia. Inoltre per avere rilevanza statistica la frequenza di campionamento effettiva *ESF* (*effective sampling frequency*) è scelta di circa un ordine di grandezza superiore alla *PSF*. In fase di elaborazione quindi verranno effettuate delle medie aritmetiche locali per ricondurre l'acquisizione dalla *ESF* alla *PSF*.

La sonda richiede un sistema di acquisizione ad alta frequenza per almeno due canali: uno per il sensore interno e uno per il segnale del *key phasor* mentre non è richiesta una misura ad alta frequenza per la caduta di tensione sulla resistenza aggiuntiva e per la pressione di riferimento con cui validare la procedura di correzione in temperatura. È opportuno che il sistema di acquisizione permetta una frequenza di campionamento di qualche centinaio di kHz. Successivamente il segnale della sonda è amplificato con un condizionatore

di segnale che abbia un buon rapporto segnale/rumore e un guadagno di circa 100 kHz. Infine occorre filtrare il segnale di tensione acquisito dalla sonda: il filtro è di tipo digitale della *Butterworth*. I dati vengono poi salvati in formato binario per la minore occupazione di memoria e la maggiore velocità del processo.

4.1.3 Griglie *FRAPP*

In questo paragrafo si riportano le griglie di acquisizione della sonda *FRAPP*, che cambiano al variare del tipo di prova effettuata. Per studiare fenomeni complessi quali la turbolenza, è necessario aumentarne la discretizzazione data la maggiore accuratezza richiesta ed aumentare il numero di rotazioni della sonda per averla allineata ($\pm 5^\circ$) al flusso in ogni posizione circonferenziale del rotore. In Tabella 4.2 sono riportati i valori di affondamento assegnati alla sonda, seguendo due griglie: una prima prova è stata effettuata utilizzando una griglia lasca mentre successivamente si è usata una fitta per poter studiare la turbolenza. Si tenga presente che il canale è profondo 50 mm e che la presa di pressione è a 5 mm dall'estremità inferiore della sonda, perciò si può caratterizzare il canale solo fino a una profondità massima di 45 mm, in questo caso ridotta a 43.5 mm per sicurezza. Oltre agli affondamenti si riportano anche le rotazioni date all'anello statorico per discretizzarne l'intero passo, che ricopre un angolo di $16^\circ.36$. La griglia per lo studio della turbolenza è definita *turbo* e prosegue fino a 18° per poterne verificare la periodicità.

affondamenti [mm]	griglia lasca	5, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 43.5
	griglia fitta	1, 2, 3, 5, 7.5, 10, 12.5, 15, 17.5, 20, 22.5, 25, 27.5, 30, 32.5, 35, 37.5, 40, 42, 43.5
passo statore [°]	griglia lasca	0, 3, 6, 9, 12
	griglia fitta	0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16
	griglia turbo	0, 1.5, 3, 4.5, 6, 7.5, 9, 10.5, 12, 13.5, 15, 16.36, 18

Tabella 4.2: Griglie sonda *FRAPP*

Ovviamente nel caso dello studio della turbolenza, anche le rotazioni imposte alla testa della sonda (identificate dall'angolo di *yaw*) variano al variare dell'affondamento. Per le prove con griglia lasca si sono usate delle rotazioni di -90° , -45° , 0° , 45° , 90° per ampliare il campo angolare analizzato dalla sonda (così si ha $\pm 67.5^\circ$), mentre per discretizzare al meglio il campo di moto nelle prove con griglia fitta, a seguito dei risultati ottenuti, si riportano le rotazioni nella Tabella 4.3 per ogni affondamento, e per ogni condizione operativa OP.

affondamento [mm]	yaw [°] OP4	yaw [°] OP3
1	-90 -45 -36 -27 -18 -9 0 9 18 45	-90 -45 -36 -27 -18 -9 0 9 45
2	-90 -45 -36 -27 -18 -9 0 9 45	-90 -45 -36 -27 -18 -9 0 45
3	-90 -54 -45 -36 -27 -18 -9 0 9 45	-90 -45 -36 -27 -18 -9 0 45
5	-90 -63 -54 -45 -36 -27 -18 -9 0 9 45	-90 -54 -45 -36 -27 -18 -9 0 45
7.5	-90 -63 -54 -45 -36 -27 -18 -9 0 9 45	-90 -63 -54 -45 -36 -27 -18 -9 0 45
10	-90 -45 -27 -18 -9 0 9 18 45	-90 -45 -36 -27 -18 -9 0 45
12.5	-45 -18 -9 0 9 45	-90 -45 -27 -18 -9 0 9 45
15	-90 -45 -27 -18 -9 0 9 45	-90 -45 -27 -18 -9 0 9 45
17.5	-90 -45 -36 -27 -18 -9 0 9 45	-90 -45 -36 -27 -18 -9 0 45
20	-90 -45 -36 -27 -18 -9 0 9 45	-90 -45 -36 -27 -18 -9 0 45
22.5	-90 -45 -27 -18 -9 0 9 45	-90 -45 -27 -18 -9 0 9 45
25	-90 -45 -27 -18 -9 0 9 18 45	-45 -27 -18 -9 0 9 45
27.5	-90 -45 -27 -18 -9 0 9 18 27 45 90	-45 -9 0 9 45
30	-45 -18 -9 0 9 18 27 36 45 90	-45 -9 0 9 18 45
32.5	-45 0 9 18 27 36 45 90	-45 -9 0 9 18 27 36 45 90
35	-45 0 18 27 36 45 54 90	-45 0 9 18 27 36 45 90
37.5	0 27 36 45 90	-45 0 18 27 36 45 90
40	0 36 45 90	0 27 36 45 90
42	0 36 45 90	0 27 36 45 90
43.5	0 27 36 45 90	0 27 36 45 90

affondamento [mm]	yaw [°] OP2	yaw [°] OP1
1	-90 -45 -36 -27 -18 -9 0 45	-90 -45 -36 -27 -18 -9 0 45
2	-90 -45 -36 -27 -18 -9 0 45	-90 -45 -36 -27 -18 -9 0 45
3	-90 -45 -36 -27 -18 -9 0 45	-90 -54 -45 -36 -27 -18 -9 0 45
5	-90 -54 -45 -36 -27 -18 -9 0 45	-90 -54 -45 -36 -27 -18 -9 0 45
7.5	-90 -63 -54 -45 -36 -27 -18 -9 0 45	-90 -63 -54 -45 -36 -27 -18 -9 0 45
10	-90 -54 -45 -36 -27 -18 -9 0 45	-90 -45 -36 -27 -18 -9 0 45
12.5	-90 -45 -36 -27 -18 -9 0 45	-90 -45 -27 -18 -9 0 45
15	-90 -45 -36 -27 -18 -9 0 45	-90 -45 -27 -18 -9 0 45
17.5	-90 -45 -27 -18 -9 0 45	-90 -45 -27 -18 -9 0 45
20	-90 -45 -27 -18 -9 0 45	-45 -18 -9 0 45
22.5	-90 -45 -18 -9 0 45	-45 -18 -9 0 45
25	-45 -18 -9 0 9 45	-45 -9 0 45
27.5	-45 -9 0 9 45	-45 -9 0 9 45
30	-45 -9 0 9 18 45	-45 0 9 18 45
32.5	-45 0 9 18 27 45 90	-45 0 9 18 45
35	-45 0 9 18 27 45 90	-45 0 9 18 45
37.5	-45 0 9 18 27 45 90	-45 0 9 18 45
40	-45 0 18 27 45 90	-45 0 9 18 45
42	-45 0 18 27 45 90	-45 0 9 18 45
43.5	-45 0 18 27 45 90	-45 0 9 18 45

Tabella 4.3: Rotazioni sonda FRAPP nelle varie condizioni operative

Le rotazioni imposte sono state scelte tenendo conto dell'angolo di uscita del flusso dal rotore ottenuto a grandi linee nelle prime prove con griglia lasca. Come si può notare all'aumentare della velocità della macchina, quindi andando verso OP1, la variabilità di angolo del flusso è via via minore.

4.1.4 Sonda 5 fori

Per caratterizzare il flusso tridimensionale a valle statore in modo stazionario si è reso necessario l'utilizzo della sonda *5 fori*. La testina della sonda è sbracciata e presenta cinque prese di pressione sul cono d'estremità che la rendono sensibile alle variazioni degli angoli del flusso in un campo di valori sufficientemente ampio, oltre che alle variazioni di pressione statica e totale. Lo sbraccio inoltre garantisce che le acquisizioni sulla testina vengano effettuate senza che lo stelo perturbi il campo di moto. La sua buona risoluzione spaziale permette di cogliere i gradienti delle grandezze del flusso.

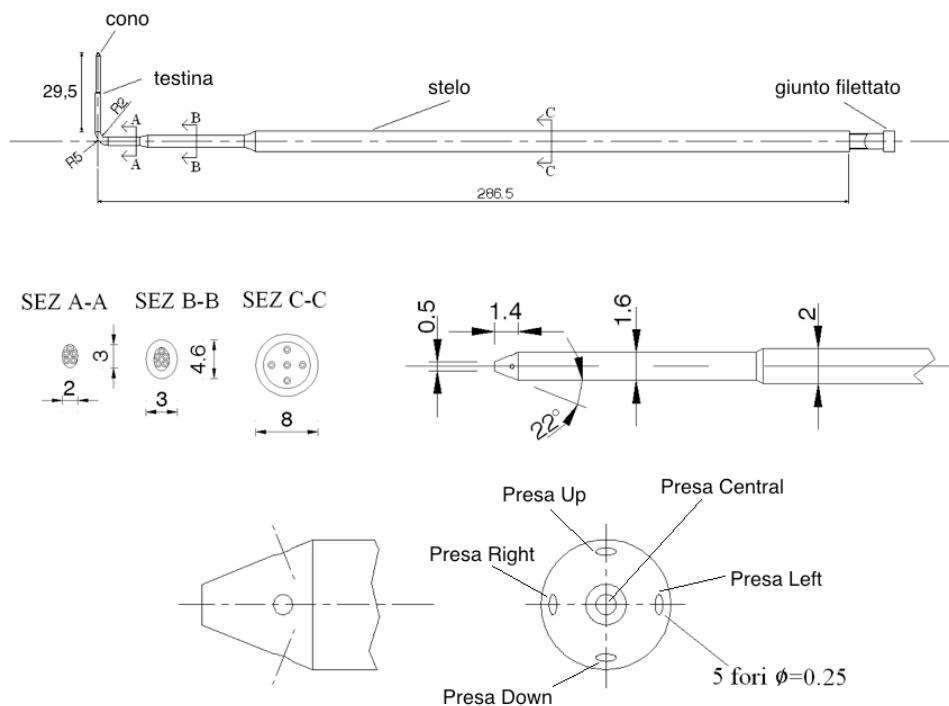


Figura 4.9: Disegno della sonda 5 fori

Il disegno della sonda è rappresentato in Figura 4.9, in cui si notano le cinque prese di pressione sulla testina (identificate come prese *left*, *right*, *up*, *down* e *central*) che percorrono tutto lo stelo, alla cui sommità è posizionato il trasduttore. In questo modo la sonda può rilevare contemporaneamente più pressioni, rispettando i vincoli di buona risoluzione spaziale e ridotto ingombro.

La presa *central* si trova in corrispondenza del vertice del cono, le altre prese sono disposte a 90° sulla superficie del cono. L'asse dello sbraccio e dello stelo sono perpendicolari. Ponendo la testa della sonda più a monte rispetto lo stelo, si elimina il problema dell'alterazione del campo di moto a causa di quest'ultimo, per la riduzione dell'area di passaggio del flusso. Siccome l'applicazione di queste sonde è pensata in campo transonico, una riduzione di sezione comporterebbe un elevato aumento del numero di Mach, modificando completamente il comportamento del flusso. Essendo a valle statore il numero di Mach comunque elevato, l'impiego della *5 fori* in luogo della *FRAPP* si è reso necessario per evitare un'uscita dal campo di utilizzo di quest'ultima.

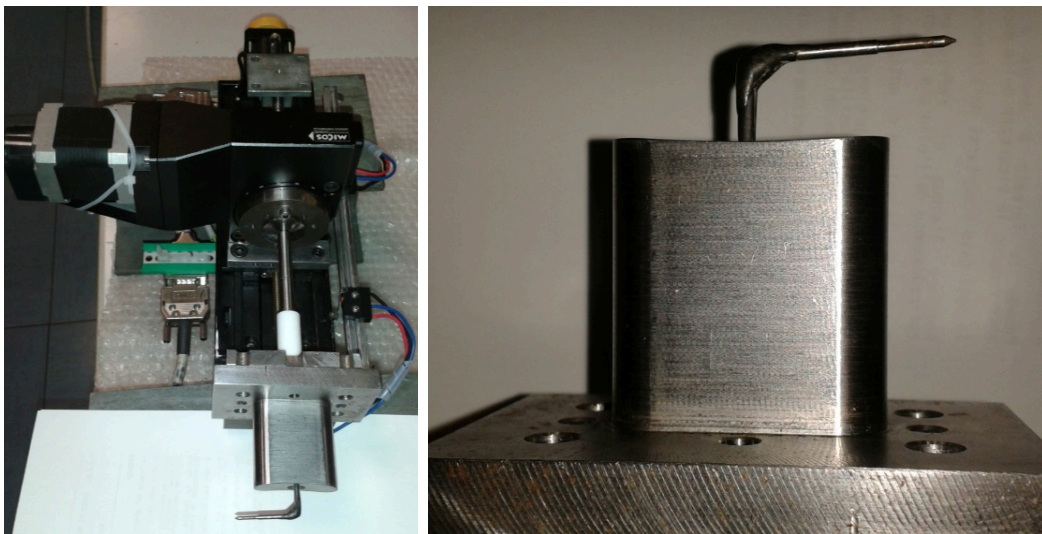


Figura 4.10: La sonda 5 fori montata sulla slitta e il particolare della testina

La taratura della sonda è analoga a quella effettuata per la *FRAPP* a meno della taratura dinamica, così come il suo montaggio sulla slitta e sul coperchio di valle statore della cassa di turbina. Quest'ultimo, come si vede nella Figura 4.10, è di più piccole dimensioni rispetto a quello di valle rotore, e si può notare la boccola di teflon bianca che avvolge lo stelo evitando trafiletti. Qualche attenzione in più ha riguardato l'inserimento della sonda nel foro ricavato nella cassa, tenendo conto degli ingombri dello sbraccio.

La movimentazione della testa della sonda è affidata ai motori posti sulla slitta, la stessa usata anche per la *FRAPP*. L'unica differenza è data dalla presenza di prese multiple sulla testina: una volta ruotata nella direzione del flusso, si effettuano delle affondate lungo l'altezza di pala (seguendo una griglia opportuna) per ogni rotazione dello statore, senza di fatto cambiare mai l'angolazione della sonda. Questo ha ridotto notevolmente la durata delle prove rispetto alla *FRAPP* a presa singola, passando da novanta minuti a circa la metà.

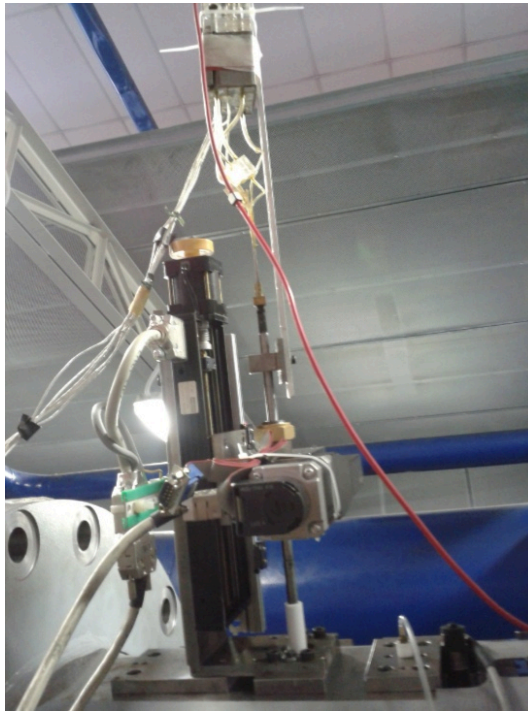


Figura 4.11: La sonda 5 fori posizionata sul coperchio a valle dello statore

La presenza di prese di pressione aventi diversa direzione rende la sonda sensibile alle variazioni di direzione del flusso nello spazio. Le cinque pressioni così ricavate danno valori di tensione in uscita differenti in base all'angolo con cui le prese vengono raggiunte dal flusso: una presa che viene intercettata dalla vena fluida diretta come il suo asse darà valori più alti rispetto a una che viene intercettata da un flusso più angolato, proprio perchè ogni presa rileva un valore di pressione cui contribuisce in proporzione diversa la quota cinetica. Il fatto di acquisire contemporaneamente più valori di pressione ha il duplice vantaggio 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 accettabile l'errore commesso. La distribuzione delle pressioni sul cono è direttamente connessa ai valori di pressione totale e statica del flusso ed alla sua direzione, la quale farà variare il punto di arresto sulla superficie conica e così la distribuzione di velocità sul cono e di conseguenza la pressione rilevata da ogni presa. Questa modifica dipenderà anche dal numero di Reynolds, perciò dalla comprimibilità del fluido. Come si può osservare nella Figura 4.12, il flusso in uscita dallo statore avrà un'angolazione differente sull'altezza di pala a causa dello svergolamento di quest'ultima per tenere conto del cambiamento della velocità periferica. In particolare al tip la vena fluida sarà diretta più frontalmente alla presa *right* e pertanto darà valori in uscita maggiori rispetto alla *left*.

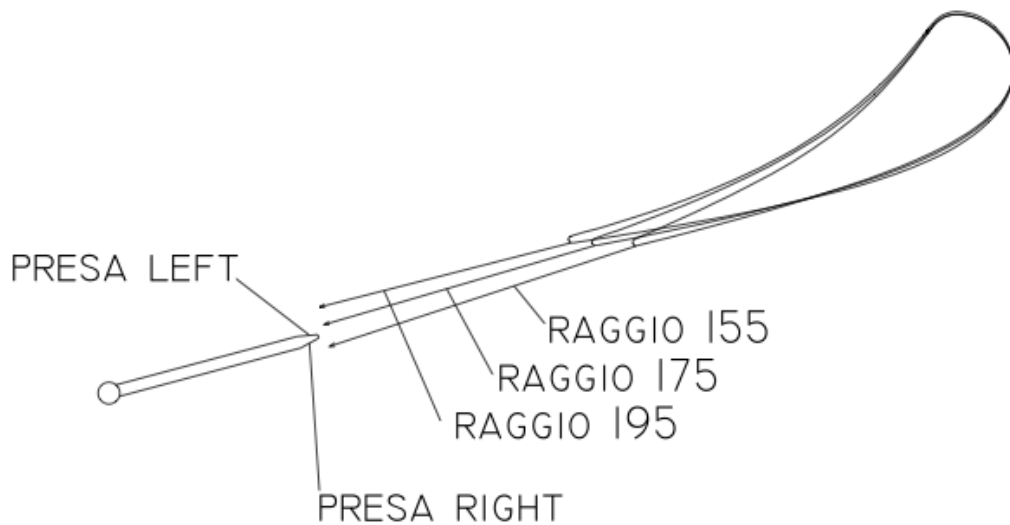


Figura 4.12: Direzione del flusso in uscita statore, intercettato dalla 5 fori

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 bassa 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} :

$$\begin{cases} p_{tot-ac} = p_{serb} - p_c \\ p_{l-ac} = p_{serb} - p_l \\ p_{r-ac} = p_l - p_r \\ p_{u-ac} = p_{serb} - p_u \\ p_{d-ac} = p_u - p_d \end{cases}$$

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 punto di monte e quello di misura siccome la presa centrale è anche sollecitata dal Δp direttamente connesso.

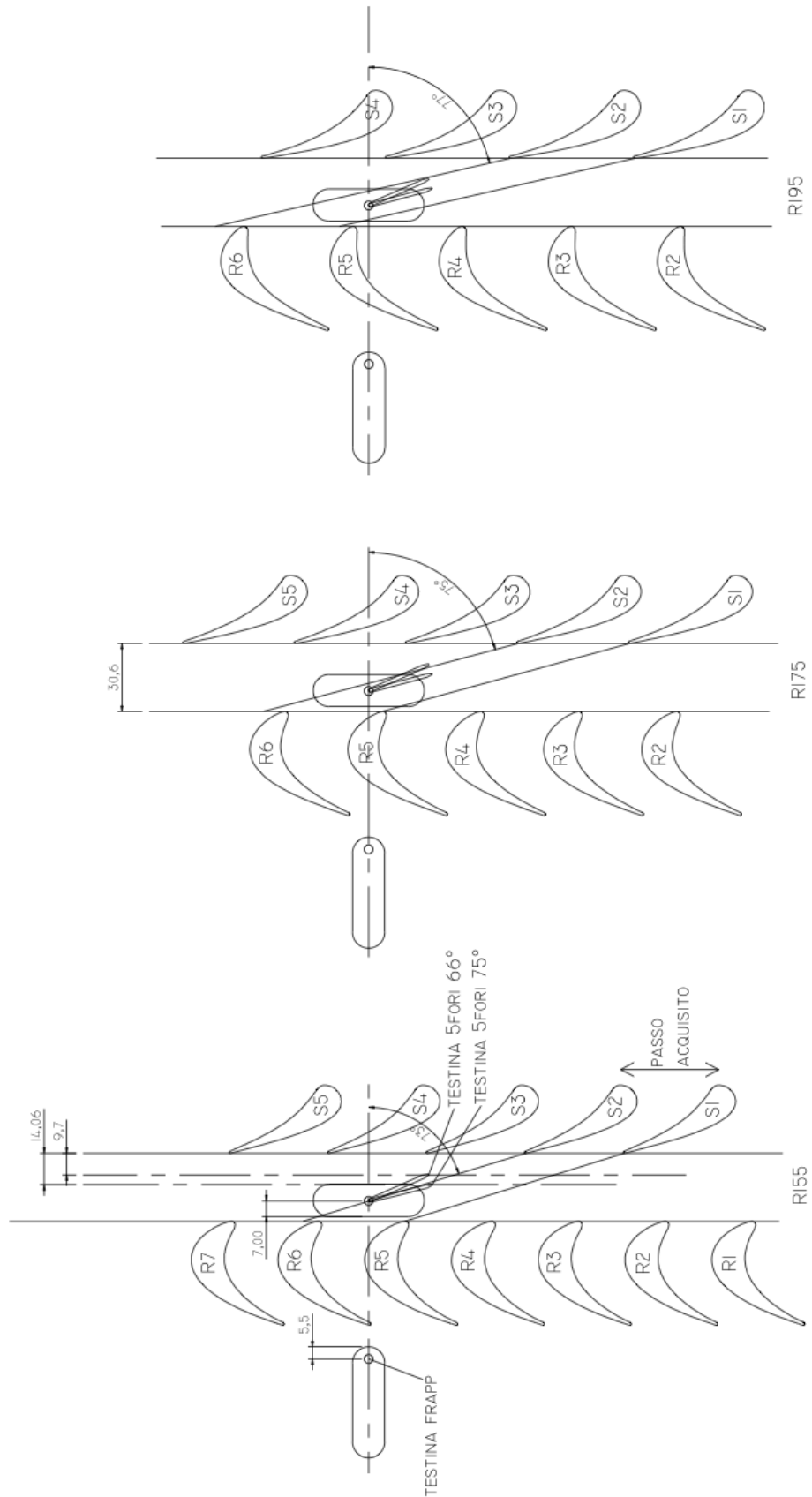


Figura 4.13: Posizione sonde rispetto alla schiera a diversi raggi

Bisogna tenere conto della sensibilità allo *yaw* della sonda per non perdere risoluzione angolare (la taratura è $\pm 24^\circ$ in *yaw* e $\pm 18^\circ$ in *pitch*) e quindi è bene che la testa sia orientata il più possibile come la direzione del flusso (in questo modo il valore di p_c sarà molto vicino alla pressione totale del flusso). In tutto per le quattro condizioni operative si sono ripetute le prove due volte, effettuandole prima con un angolo dello sbraccio pari a 75° rispetto la direzione assiale (come da disegno pala) e poi, a seguito dei risultati ottenuti, con un angolo di 66° per studiare il flusso in una posizione assiale diversa. In quest'ultima configurazione la testa è più vicina al *trailing edge* delle pale statoriche e il confronto dei risultati ha permesso di migliorare la comprensione del campo di moto.

In Figura 4.13 sono rappresentate le schiere di turbina a diversi raggi (155, 175 e 195 mm) e le posizioni relative ad esse dei coperchi utilizzati per le sonde *FRAPP* e *5 fori*. Di quest'ultima si confrontano le due posizioni dello sbraccio a 66° e a 75° dalla direzione assiale. Il passo acquisito dalla *FRAPP* corrisponde alle pale di statore identificate come S1 e S2, e per acquisire questo stesso passo anche dalla *5 fori* si è fatto ruotare l'anello statorico (verso l'alto nel disegno) in modo da avere quelle pale nella posizione S3-S2². Anche se all'*hub* e al *tip* la sonda non è perfettamente centrata (se si considera il passo S3-S2) quello che importa è che al *midspace* lo sia il più possibile. Per conoscere l'angolo geometrico con cui il flusso esce dallo statore si è utilizzato il grafico in Figura 4.14 ricavato dalle prove sperimentali eseguite da GAETANI et al. [1] a diverse distanze assiali X/b_s espresse in legenda, dal quale si ricavano, per i raggi suddetti, degli angoli di 73° , 75° e 77° . Questo è da comparare col grafico ottenuto durante le nostre prove sperimentali in Figura 4.15 per le due distanze in questione. La differenza presente al *tip* è da imputare alla precedente conformazione della macchina che non prevedeva l'anello all'apice dello statore: il flusso non essendo deflesso usciva con una direzione molto più assiale (l' α diminuisce). La differenza all'*hub* invece era dovuta alla presenza del mozzo rotante nella precedente configurazione, il quale conferiva una direzione tangenziale allo strato limite. Questo provocava la nascita di un'ulteriore vorticità (*skewness*) sul piano meridiano, la quale si sovrapponeva in ingresso statore ai flussi secondari. Nell'attuale configurazione questi problemi si sono ridotti.

² Inizialmente le pale S1 e S2 presentavano un gioco tra il *tip* e l'anello esterno dovuto ad esigenze di movimentazione della configurazione precedente. Per ridurre l'eccessivo trafileamento prima di effettuare qualsiasi prova si è limitato questo gap tramite l'inserimento di lamierini d'acciaio appositamente sagomati garantendo così una buona periodicità.

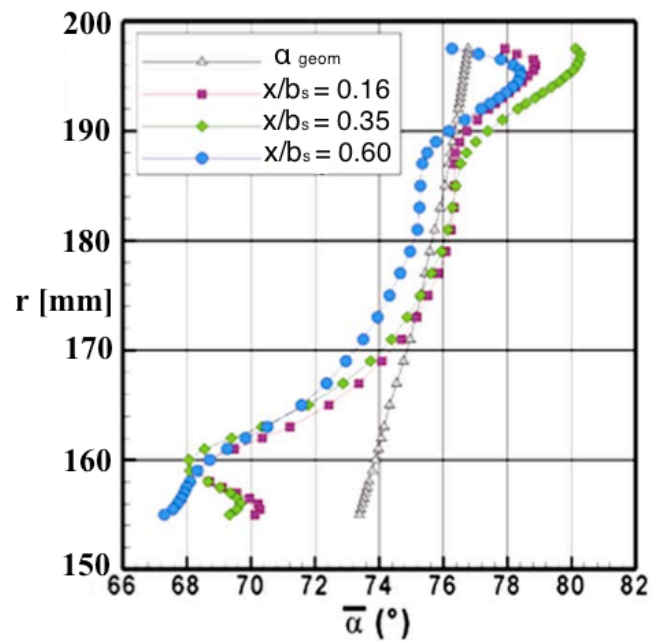


Figura 4.14: Distribuzione radiale lungo l'altezza di pala dell'angolo geometrico α in uscita dallo statore comparato con quelli ricavati sperimentalmente in [1] al variare della distanza assiale X/b_s

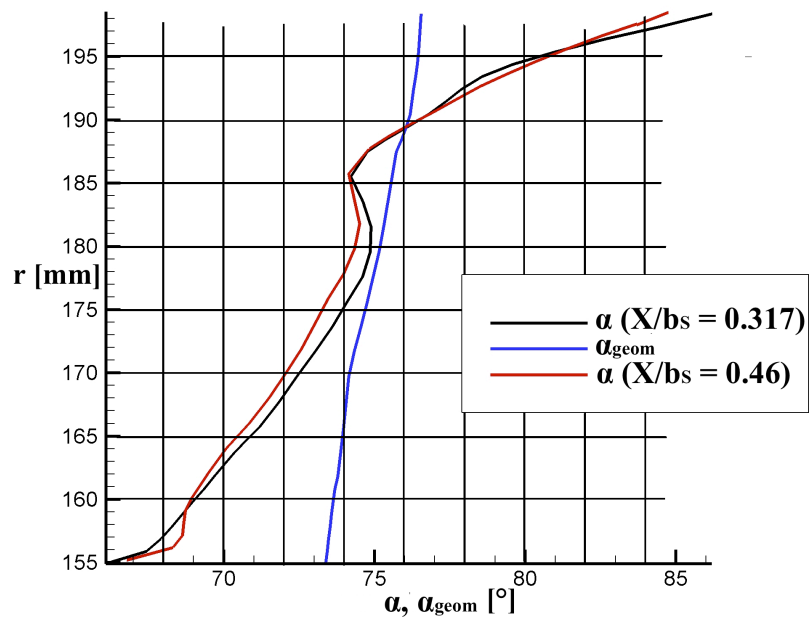


Figura 4.15: Distribuzione radiale lungo l'altezza di pala dell'angolo geometrico α in uscita dallo statore comparato con quelli ricavati sperimentalmente in OP3 nelle due diverse distanze assiali X/b_s

4.1.5 Griglie 5 fori

Anche per la sonda 5 fori si sono scelte delle griglie di affondamento e di rotazione dello statore, seguendo lo stesso metodo usato con la *FRAPP*, cioè di iniziare con una griglia più lasca per poi infittirla successivamente dove necessario. La differenza sta nel disegno della sonda, che in questo caso essendo sbracciata con un angolo leggermente superiore a 90° si è dovuto prendere in considerazione di lasciare un gioco oltre che tra la testina e il mozzo, anche tra essa e la parte alta del canale. Inoltre si è potuto raggiungere un affondamento di 45 mm, e per la presenza di prese multiple non si è dovuta preparare nessuna griglia di rotazione della sonda, ma si è mantenuta la stessa per tutta la prova (prima di 75° e poi si è ripetuto tutto con un angolo di 66°). In Tabella 4.4 sono riportate le griglie.

affondamenti [mm]	griglia lasca	1, 2, 3, 4, 5, 7.5, 10, 12.5, 15, 20, 25, 30, 32.5, 35, 37.5, 40, 41, 42, 43, 44, 45
	griglia fitta	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, 45
passo statore [°]	griglia lasca	0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18
	griglia fitta	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, 17, 17.5, 18, 18.5, 19, 19.5, 20

Tabella 4.4: Griglie sonda 5 fori

Terminate le prove e a seguito dell'elaborazione dei dati si è deciso di effettuare un'altra prova riguardante solo la parte alta del canale, con una griglia di affondamento fino alla profondità di 22.5 mm e utilizzando una griglia di statore lunga, fino a spazzare un angolo di 70° discretizzandolo ogni grado. In questo modo si è potuto studiare meglio quello che succede nella zona in prossimità del *tip* di più pale statoriche (circa quattro), zona in cui, come si vedrà in seguito, è oggetto di presenza di vortici e gradienti di pressione.

Capitolo 5

Analisi dei dati sperimentali

Nel seguente capitolo si analizzeranno le elaborazioni dei dati delle misure effettuate a cavallo dello stadio nelle varie condizioni operative. Prima però è necessario fare una panoramica dei fenomeni che caratterizzano il flusso dal punto di vista tridimensionale e che vengono chiamati flussi secondari.

5.1 Flussi secondari

All'interno di una turbomacchina il flusso interagisce con le pale subendo delle deflessioni per scambiare lavoro. Per facilitare lo studio del flusso si identificano per convenzione tre superfici: il piano *meridiano*, il piano *secondario* e il piano *blade-to-blade*, riportati in Figura 5.1.

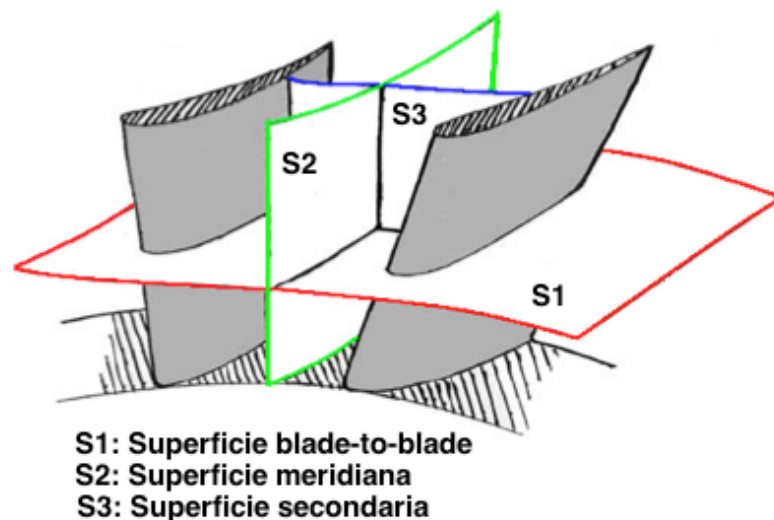


Figura 5.1: Definizione dei piani nel canale palare

Tuttavia in una macchina reale il flusso non giace solamente sul piano *blade-to-blade*. Nel caso di macchina assiale per esempio sono presenti componenti radiali e inoltre, a causa di disuniformità del flusso in ingresso (strato limite) e delle deflessioni tangenziali fondamentali per scambiare lavoro, nascono delle strutture tridimensionali che giacciono sulla superficie secondaria S3, ovvero i flussi secondari. Essi sono determinati dalla differenza tra l'effettivo flusso tridimensionale che si sviluppa nel canale palare e un flusso di riferimento bidimensionale, cioè una corrente fluida diretta secondo il moto medio. Tali flussi

si presentano sotto forma di vortici e manifestano una certa simmetria rispetto alla mezzeria del canale qualora lo strato limite a monte sia simmetrico. Hanno effetti sia fluidodinamici che termodinamici provocando in particolare:

- una diversa direzione allo scarico rispetto a quella geometrica imposta dalla pala, ciò fa sì che l'incidenza sul rotore vari lungo il raggio;
- un aumento delle perdite, in quanto l'energia necessaria per la formazione di tali vortici non può più essere recuperata proprio perchè tali strutture giacciono su un piano perpendicolare a quello di riferimento per il flusso S1.

Si dà ora una descrizione generale delle principali strutture secondarie facendo riferimento a ciò che avviene in schiere di turbomacchine assiali in regime di moto subsonico, ovvero le condizioni in cui si sono svolte le prove.

5.1.1 Vortici di passaggio

Assumiamo una terna cartesiana ortogonale (x, y, z) dove l'asse z è diretto come il raggio della macchina e il piano (x, y) è parallelo alla cassa. In particolare la direzione x è localmente orientata come il flusso che assumiamo disuniforme solo lungo l'altezza del canale z a monte della schiera.

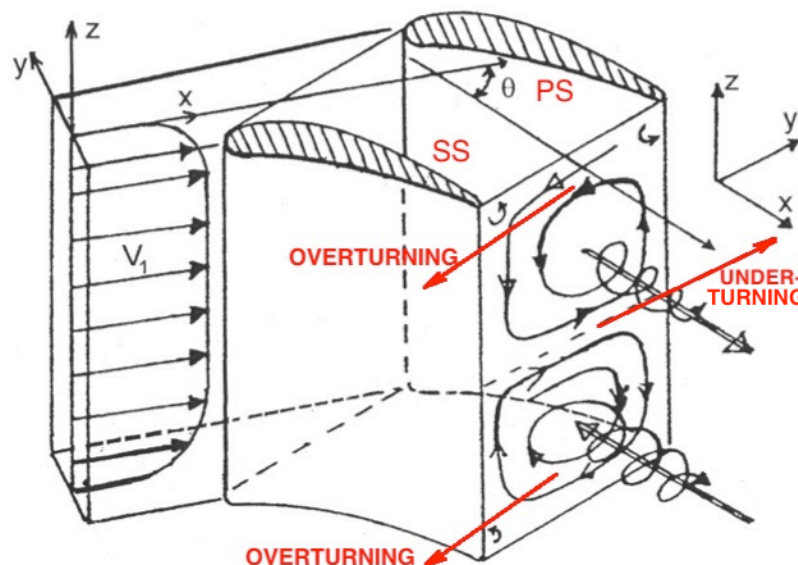


Figura 5.2: Vortici di passaggio generati da un flusso disuniforme in ingresso

In Figura 5.2 la distribuzione di velocità è assunta uniforme nella porzione centrale del canale, mentre risente della presenza degli strati limite alla base e all'apice, i quali creano dei gradienti di velocità in direzione z . A valle della schiera si generano due vortici controrotanti nel piano (y, z) . La disuniformità del

flusso in ingresso può essere vista come una sovrapposizione di un flusso uniforme e di due vorticità rispettivamente al'hub e al tip che hanno l'asse di rotazione diretto come l'asse y locale, ma verso opposto ed indicato con ω_y in Figura 5.3.

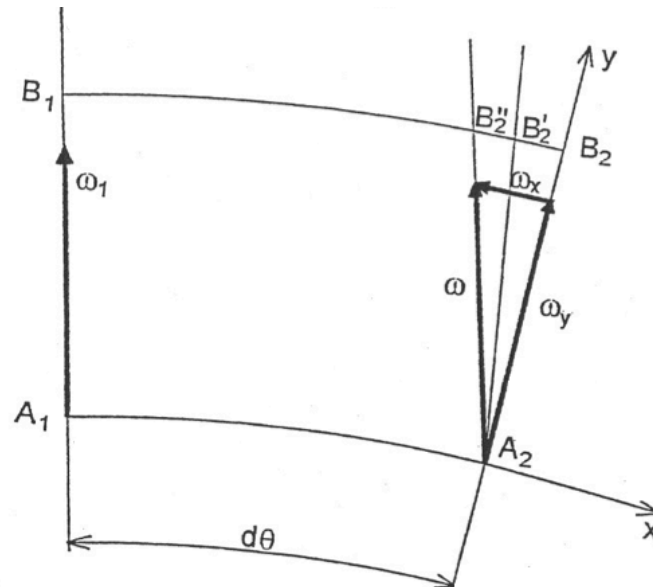


Figura 5.3: Evoluzione di un filamento vorticoso ω normale alla velocità per una rotazione infinitesima del flusso

Il fattore chiave per la formazione di tali vortici è la componente di vorticità indicata con ω_x giacente sulla superficie *blade-to-blade* e parallela alla direzione x locale che si genera a seguito della deflessione. In accordo con la legge di conservazione del momento angolare, le componenti di velocità ω_y tendono a reagire alla deviazione imposta dalla schiera cosicchè la rotazione del loro asse sarà inferiore a quella subita dal flusso principale. Questa reazione fa sì che vi sia un trasferimento di vorticità nella direzione principale del flusso x perpendicolare alla superficie S3 e quindi la formazione del vortice di passaggio (*PV: Passage Vortex*). Si osserva che questo meccanismo di formazione ha origine non viscosa. La formazione e l'intensità del vortice di passaggio dipendono dall'entità della disuniformità in ingresso e dal grado di deflessione. Procedendo attraverso la schiera il moto vorticoso si fa più intenso grazie al continuo trasferimento di vorticità.

In particolare dal momento che le vorticità di base e apice in ingresso sono di segno opposto, i vortici di passaggio che si ottengono sono analoghi ma controrotanti. Si ponga inoltre attenzione come in corrispondenza del tip e dell'hub entrambi i vortici in oggetto generino un flusso dal *pressure side* (PS) al *suction side* (SS) della pala come si vede in Figura 5.2, causando un aumento della deflessione della corrente fluida (*overturning*). In corrispondenza della

sezione di mezzeria invece essi danno luogo a una corrente diretta nel verso opposto provocando una sotto deflessione (*underturning*). I vortici in questione comportano quindi due effetti principali:

- 1- una deviazione del flusso a valle rispetto alla direzione attesa;
- 2- una perdita di energia associata al trasferimento della vorticità nel piano normale al flusso (superficie S3) che viene inevitabilmente dissipata.

5.1.2 Vortici a ferro di cavallo

Quando un flusso disuniforme come quello considerato nel paragrafo precedente incontra una pala, si arresta e riparte in due direzioni opposte. Localmente la situazione è analoga a quella descritta in precedenza cosicché la vorticità iniziale si ripartisce sul ventre e sul dorso su piani perpendicolari a quello del flusso principale. Si generano quindi due moti vorticosi controrotanti, noti come vortici a *ferro di cavallo*. Sul SS tale vortice è discorde a quello di passaggio, mentre sul PS è concorde. Inoltre proprio per la presenza del vortice di passaggio, quello sul PS è spinto verso il SS della pala adiacente, schiacciando il vortice a *ferro di cavallo* su quel lato.

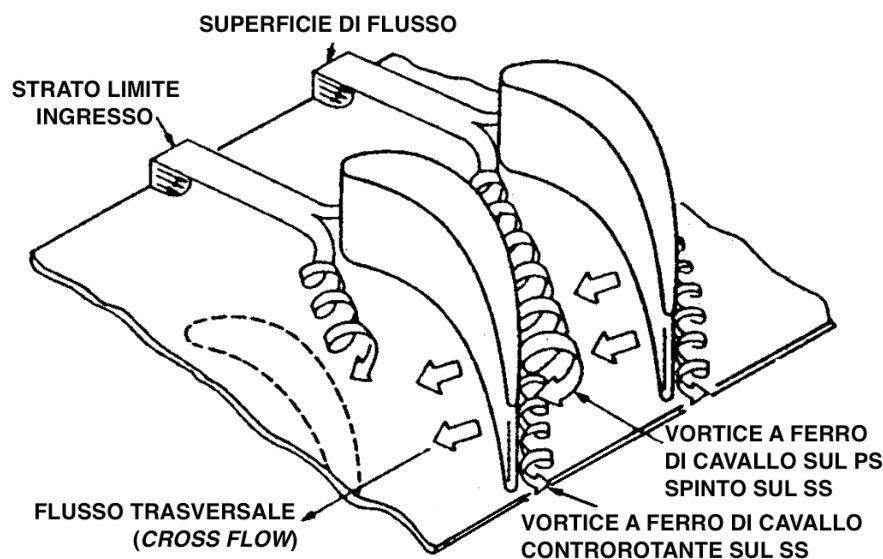


Figura 5.4: Interazione tra vortici a ferro di cavallo e vortici di passaggio

5.1.3 Vortici di scia

A valle del bordo di uscita i vortici di passaggio generati in due canali contigui vengono a contatto su superfici lungo le scie palari. Nel punto di contatto, trattandosi di fluido viscoso, per mantenere la continuità si devono generare delle

strutture vorticose più piccole con asse di rotazione parallelo alla velocità in uscita. Queste strutture vengono chiamate *sheet vortex*.

I vortici di passaggio pur essendo più grandi dissipano meno energia dal momento che il livello di dissipazione introdotto da un vortice è inversamente proporzionale alla grandezza di quest'ultimo. Infatti i vortici più piccoli essendo caratterizzati da velocità angolari maggiori presentano degli sforzi viscosi τ più elevati. Proseguendo verso valle si assiste a una maggior coesione del *sheet vortex* che porta alla formazione di un'unica struttura vorticoso chiamata *shed vortex*.

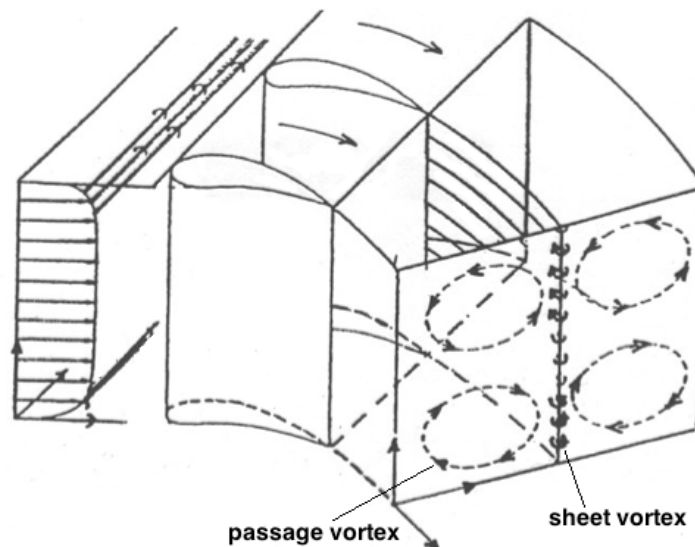


Figura 5.5: Sheet vortex a valle di una schiera

5.1.4 Altri fenomeni secondari

Esistono altri flussi secondari oltre a quelli appena trattati che vengono studiati meno approfonditamente per la loro complessità e per il fatto che non dipendono dalla fluidodinamica del sistema, ma piuttosto da questioni geometriche. Essi vengono definiti vortici di *raschiamento* e di *trafilamento*.

Per quanto riguarda i vortici di *trafilamento*, essi sono dovuti al fatto che inevitabilmente, a meno della presenza della cerchiatura sull'anello esterno delle pale, è presente un gioco al tip del rotore (per garantirne la rotazione) e all'hub dello statore. Nel nostro caso lo statore essendo cerchiato non ha problemi di questo tipo, anche se in realtà un minimo gioco è sempre presente, ma approssimabile a zero. Attraverso l'inevitabile gioco d'estremità trafila una portata sia in direzione assiale che in direzione tangenziale. La prima è negativa in quanto non concorre allo scambio di lavoro con le pale, la seconda invece genera dei vortici che interagiscono con gli altri flussi secondari.

A causa del gradiente di pressione a cavallo della singola pala, i vortici di trafileamento (*TLV: Tip Leakage Vortex*) sono sempre diretti dal PS al SS, sia nelle turbine che nei compressori, indipendentemente dal verso di rotazione della macchina, e si trovano quindi sempre sul lato in depressione della pala, entrando in contatto con il vortice di passaggio che occupa la parte superiore del canale palare (*TPV: Tip Passage Vortex*) e con un altro vortice, dovuto al raschiamento (*SV: Scraping Vortex*). Questa struttura vorticoso è legata al trascinamento del fluido a bassa energia prossimo alla cassa esterna (per il rotore) e interna (per lo statore), e si sviluppa sul lato in pressione nei compressori e su quello in depressione nelle turbine.

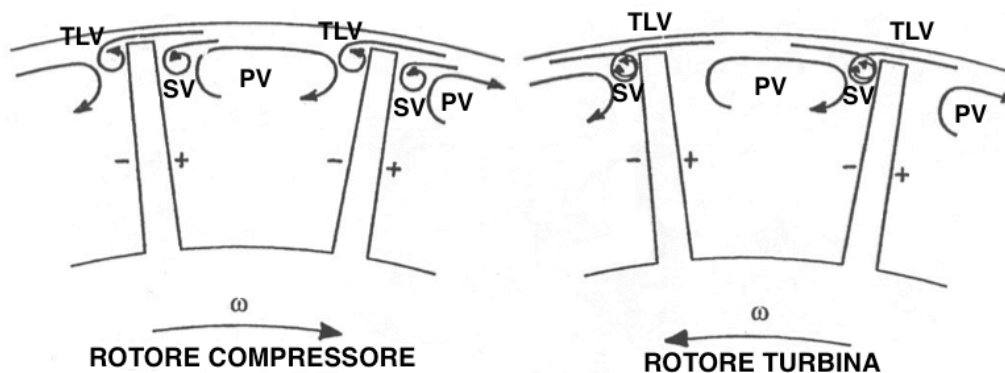


Figura 5.6: Interazione tra vortici di passaggio PV, vortici di trafileamento TLV e vortici di raschiamento SV all'estremità di pale di compressore e di turbina

5.2 Diagrammi fase-fase

Per caratterizzare il campo di moto a valle del rotore si fa ricorso ai diagrammi fase-fase dal momento che sono molto comodi per rappresentare allo stesso tempo le componenti stazionarie e intazionarie del flusso. Questi diagrammi presentano sull'ascissa la fase di statore e sull'ordinata quella di rotore: se ci si posiziona su un punto dell'asse della fase di statore e si fa variare l'ordinata si osserva l'evoluzione della struttura generata dal rotore nel tempo.

Nel nostro caso la sonda è fissa nello spazio, mentre è mosso lo statore in senso opposto alla rotazione del rotore, per simulare un movimento trasversale della sonda. Dal momento che l'asse della sonda è fisso, la posizione angolare tra questo e il pick-up (*key phasor*) rimane invariata durante la prova: ciò ha come conseguenza che il periodo di passaggio pala del rotore inizia sempre allo stesso istante per tutte le coordinate tangenziali, ovvero il *trailing edge* delle pale del rotore è sempre nella stessa posizione all'inizio di un nuovo periodo. Questa procedura permette di ottenere grafici in cui le strutture periodiche del rotore sono concentrate su una linea perpendicolare a quella in cui son presenti le

strutture periodiche di statore. In particolare queste ultime sono parallele all'asse verticale e si nota una certa periodicità sia nello spazio che nel tempo, perchè si è usata una tecnica di media in fase che annulla le strutture non periodiche. Nella Figura 5.7 è riportato un esempio di questi diagrammi in cui si notano le strutture di statore e rotore perpendicolari tra loro.

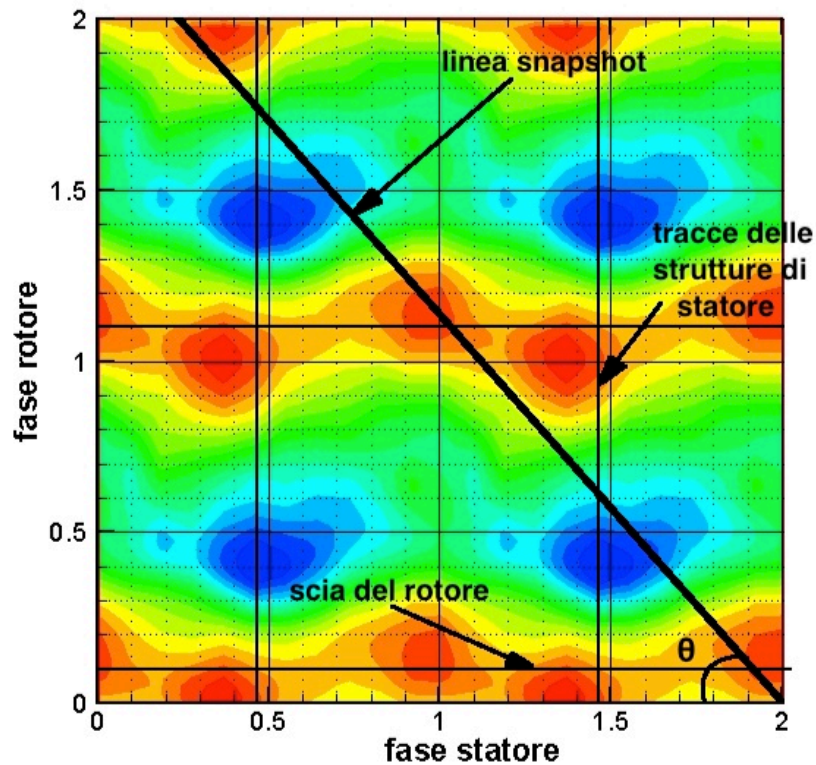


Figura 5.7: Esempio di diagramma fase-fase, riferimento sonda fissa

La fotografia istantanea di quello che avviene a valle del rotore (*snapshot*) verrà sempre presentata nel sistema relativo, perciò la scia in quel punto sarà sempre nella stessa posizione circonferenziale, a meno che l'influenza del flusso a monte dello statore ne influenzi le caratteristiche. Ogni *snapshot* è definito per una fase relativa statore-rotore fissa, che in definitiva rappresenta il tempo. Durante un periodo di passaggio della pala rotorica nel riferimento assoluto (o statorica nel riferimento relativo) lo *snapshot* di un singolo canale rotorico evolve periodicamente come conseguenza dell'interazione statore-rotore.

A partire dai diagrammi fase-fase si possono ottenere gli *snapshot* seguendo la linea inclinata rappresentata in figura. L'angolazione di quest'ultima è calcolata come:

$$\theta = \arctan \frac{N_R}{N_S}$$

dove N_R e N_S sono rispettivamente il numero di pale rotoriche e statoriche. Nel nostro caso $N_R = 25$ e $N_S = 22$ dando un angolo maggiore di 45° (infatti la linea è inclinata maggiormente rispetto la diagonale). Se si immagina di avere un terzo asse verticale uscente dal foglio e contenente gli affondamenti della sonda, per ciascuno di essi ci sarà un diagramma fase-fase. Passando quindi da avere un diagramma 2D ad avere tanti diagrammi sviluppati tridimensionalmente si avrà un piano secante passante per le varie linee inclinate dei diagrammi fase-fase. Il piano di intersezione così ottenuto è lo *snapshot*. Prendere dei piani paralleli e traslati tra loro equivale a studiare il fenomeno in tempi diversi e quindi a vedere l'evoluzione dell'interazione statore-rotore.

Effettuando gli *snapshot* a valle rotore è possibile riscontrare le strutture che si generano all'interno di esso, ma anche avere una traccia media di quelle generate all'interno dello statore. Per lo studio della turbolenza indotta dalle due schiere, viene riportato anche il valore quadratico medio *RMS* della pressione totale, indice della presenza a valle del rotore di strutture generate all'interno dello statore. Infatti se l'*RMS* è nullo significa che ciò che nasce all'interno dello statore viene miscelato a valle di quest'ultimo, viceversa se l'*RMS* ha un valore diverso da zero allora anche a valle del rotore si sente l'effetto dello statore.

5.3 Modello di vortice

Nonostante il flusso a valle del rotore sia fortemente tridimensionale e la sonda sia bidimensionale è possibile ricostruire la presenza di vortici nel piano secondario studiando gli angoli nel piano *blade-to-blade*. La sonda *FRAPP* non è in grado di rilevare componenti radiali di velocità, ma questa mancanza è compensata dall'utilizzo di modelli di vortice. Una volta definito il modello bisogna capire come il vortice appaia in termini di angolo di yaw sul piano *blade-to-blade*. Secondo questo modello il vortice ha un tipico andamento di velocità passando dal centro alla periferia, quindi quello che si fa è andare a cercare un andamento simile all'interno dello *snapshot*.

Il modello utilizzato è quello proposto da BINDER e ROMEY [8] chiamato *Rankine Vortex Model* adatto ad identificare i flussi secondari a valle di una schiera di altezza limitata. Tale modello descrive il vortice come sovrapposizione di un vortice forzato e di uno libero.

La componente di velocità tangenziale del vortice V_θ si può esprimere come:

$$V_{\theta,forced} = \frac{\Gamma r}{2\pi a^2}$$

$$V_{\theta,free} = \frac{\Gamma}{2\pi r}$$

dove a è la posizione radiale in cui i vortici forzato e libero si incontrano. L'evoluzione radiale della velocità tangenziale del vortice è riportata in Figura 5.8.

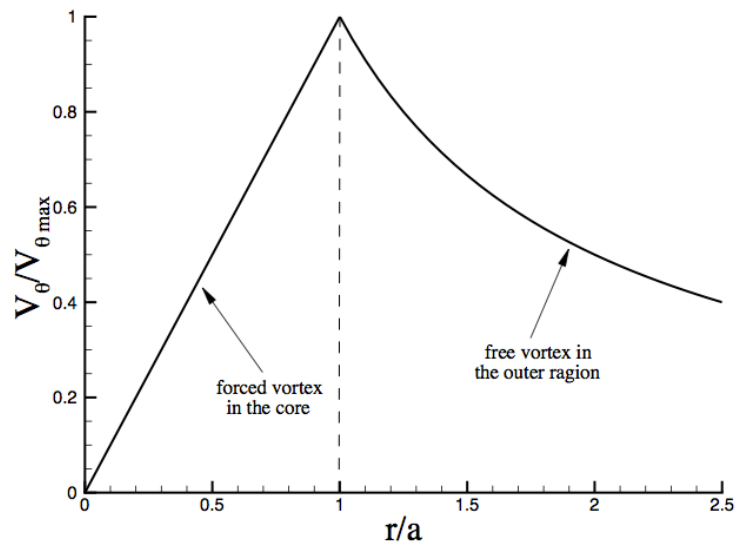


Figura 5.8: Evoluzione radiale della componente tangenziale di velocità del vortice nel modello Rankine Vortex

In termini di angolo di yaw il vortice è localizzato dove una successione di linee iso-yaw (linee che collegano i punti a stesso yaw) cede il passo ad una successione più rada, come si può osservare nello *snapshot* in Figura 5.9 in cui è rappresentata la deviazione δ dell'angolo del flusso a valle rotore.

In figura si notano tre regioni che raffigurano la tipica forma di un vortice, una al tip e due che si incontrano al *midspan*, come sottolineato dai cerchi chiusi disegnati sopra. Queste regioni rappresentano il vortice di trafilamento al tip TLV e i vortici di passaggio TPV e HPV. Il vantaggio di questo modello è che permette di riprodurre la forma tipica dei vortici attraverso una funzione continua sia nel nucleo del vortice, sia nella regione adiacente. L'esempio in figura ha dimostrato che anche una sonda bidimensionale può essere utilizzata per la rilevazione di flussi secondari a valle di schiere di palette di turbina.

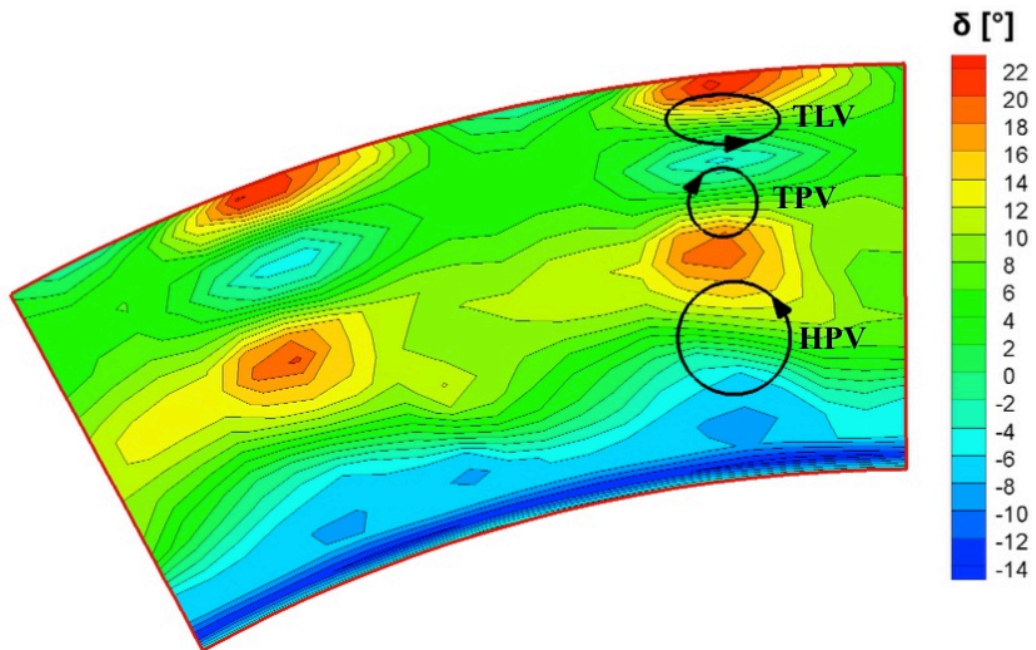


Figura 5.9: Rilevamento dei vortici a valle rotore in base all'angolo di deviazione

5.4 Flusso a valle statore

Per poter analizzare l'interazione del flusso con la schiera di turbina è bene prima conoscere come esso evolve nello statore e successivamente come prosegue il suo moto nel rotore. Con l'ausilio della sonda *5 fori* è stato possibile studiare il flusso uscente dalle pale statoriche nelle quattro condizioni operative e di seguito si riportano le mappe delle principali grandezze date in output dalla sonda, per due passi statorici: pressione statica (P_s) e numero di Mach (M), angoli nei piani *blade-to-blade* e secondario 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.

Una delle grandezze più importanti da analizzare a valle della schiera è la perdita che esprime la riduzione di energia meccanica a causa della viscosità. Infatti la forte tridimensionalità della pala statorica permette di eseguire un'interessante analisi sui meccanismi di perdita e sul processo di formazione dei flussi secondari. Inoltre uno degli obiettivi di questa tesi è proprio quello di mettere in evidenza i gradienti che esistono in direzione circonferenziale a valle della schiera statorica che diventeranno delle sorgenti di instabilità per il rotore a valle. La perdita viene calcolata convenzionalmente come il rapporto tra la

differenza di pressione totale a cavallo della schiera e la quota cinetica isoentropica:

$$y = \frac{P_{T0} - P_T}{P_{T0} - P_s}$$

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. Quindi si andrà ad aggiungere la mappa delle perdite alle cinque mappe delle grandezze sopra riportate.

Per quanto riguarda 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. 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.

Si rammenta che per uno studio più approfondito del campo di moto si sono effettuate le misure con due diverse angolazioni dello sbraccio della sonda rispetto alla direzione assiale, come rappresentato in Figura 5.10, il che significa due diverse distanze del cono della sonda dal *trailing edge* dello statore. Con sbraccio angolato di 75° la distanza è di 14.06 mm, mentre con un angolo di 66° la distanza si accorcia a 9.7 mm. Detta X tale distanza e b_s il gap assiale, in termini percentuali significa avere un rapporto X/b_s pari a 0.46 nel primo caso e 0.317 nel secondo.

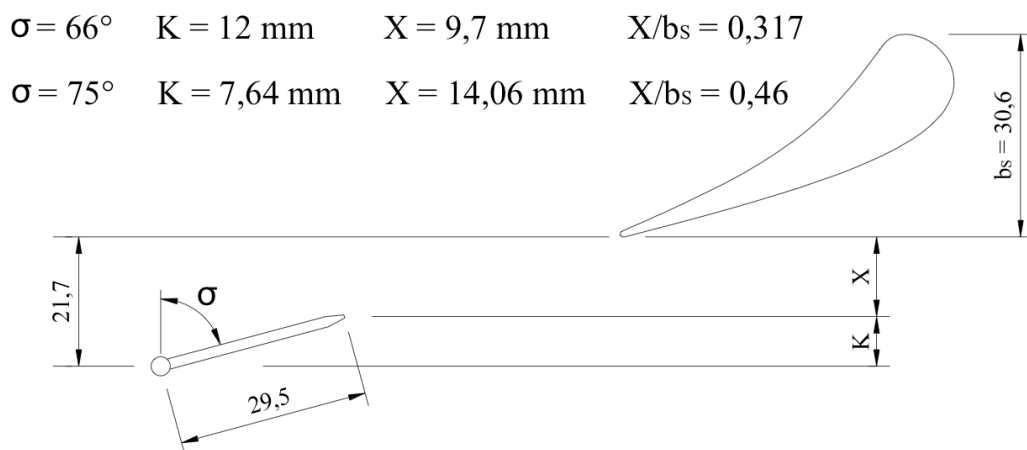


Figura 5.10: Distanza assiale sonda 5 fori – trailing edge pala statorica

Il fatto di effettuare le misure a una distanza minore tra le prese di pressione della sonda e il *trailing edge* dello statore ha permesso di riconoscere meglio le strutture secondarie, verificandone poi il miscelamento sfruttando la posizione più lontana. Nel Paragrafo 5.5 si potrà quindi studiare l'interazione del flusso con il rotore grazie alle prove effettuate con la sonda *FRAPP* e valutare se le strutture formate a monte di esso si ripresentano a valle dello stadio.

5.4.1 Campo di moto in OP3 (posizione sonda: $X/b_s = 0.317$)

In questo paragrafo si analizzeranno le mappe delle grandezze misurate dalla sonda *5 fori* nella posizione assiale più vicina allo statore ($X = 9.7$ mm) riportate in Figura 5.11. Si inizierà discutendo la prova nella condizione operativa OP3 perchè reputata più significativa tra le prove a bassa velocità rispetto l'OP4, non evidenziando in quest'ultima una forte variazione delle grandezze in esame. Nel prossimo paragrafo si darà un'esauritiva panoramica di come le grandezze si ripresentano nella posizione più a valle ($X = 14.06$ mm) nella stessa condizione operativa. Successivamente si analizzerà il campo di moto nella condizione di massima velocità OP1 in entrambe le posizioni della sonda per valutarne la differenza.

Nel frame (a) è riportata la mappa di perdita percentuale di pressione totale su cui è tracciato con una linea nera l'andamento del bordo di uscita delle palette statoriche. Si nota in maniera evidente che la scia appare come una zona di perdita con valori che si aggirano mediamente intorno al 15% su tutta l'altezza di pala (zona verde), leggermente spostata e parallela rispetto al *trailing edge* (a causa della posizione dell'asse della sonda non allineato con il bordo di uscita per la presenza dello sbraccio). Invece nella regione di flusso pseudo-isoentropico (zona blu) i valori di perdita non superano il 2%. Si nota una certa asimmetria nella distribuzione della perdita sul *trailing edge*. Una delle possibili cause potrebbe essere il gradiente radiale di pressione crescente verso il tip dovuto all'equilibrio radiale. Come conseguenza si ha che nella zona a pressione maggiore la perdita è più rilevante (29%) mentre nella parte bassa del canale, dove la pressione è inferiore, è minore. Questo significa che le strutture vorticosi (flussi secondari) sono meno sviluppate dove la perdita è minore, e dove la perdita è più accentuata lo è anche la vorticità. Infatti già dalla mappa della perdita sono distinguibili le principali strutture secondarie. Siccome le pale presentano uno sviluppo tridimensionale di tipo *lean*, in particolare un'inclinazione del bordo di uscita rispetto al raggio verso l'SS della pala adiacente, il campo di pressione viene modificato e si verifica una spinta verso il basso dei flussi secondari.

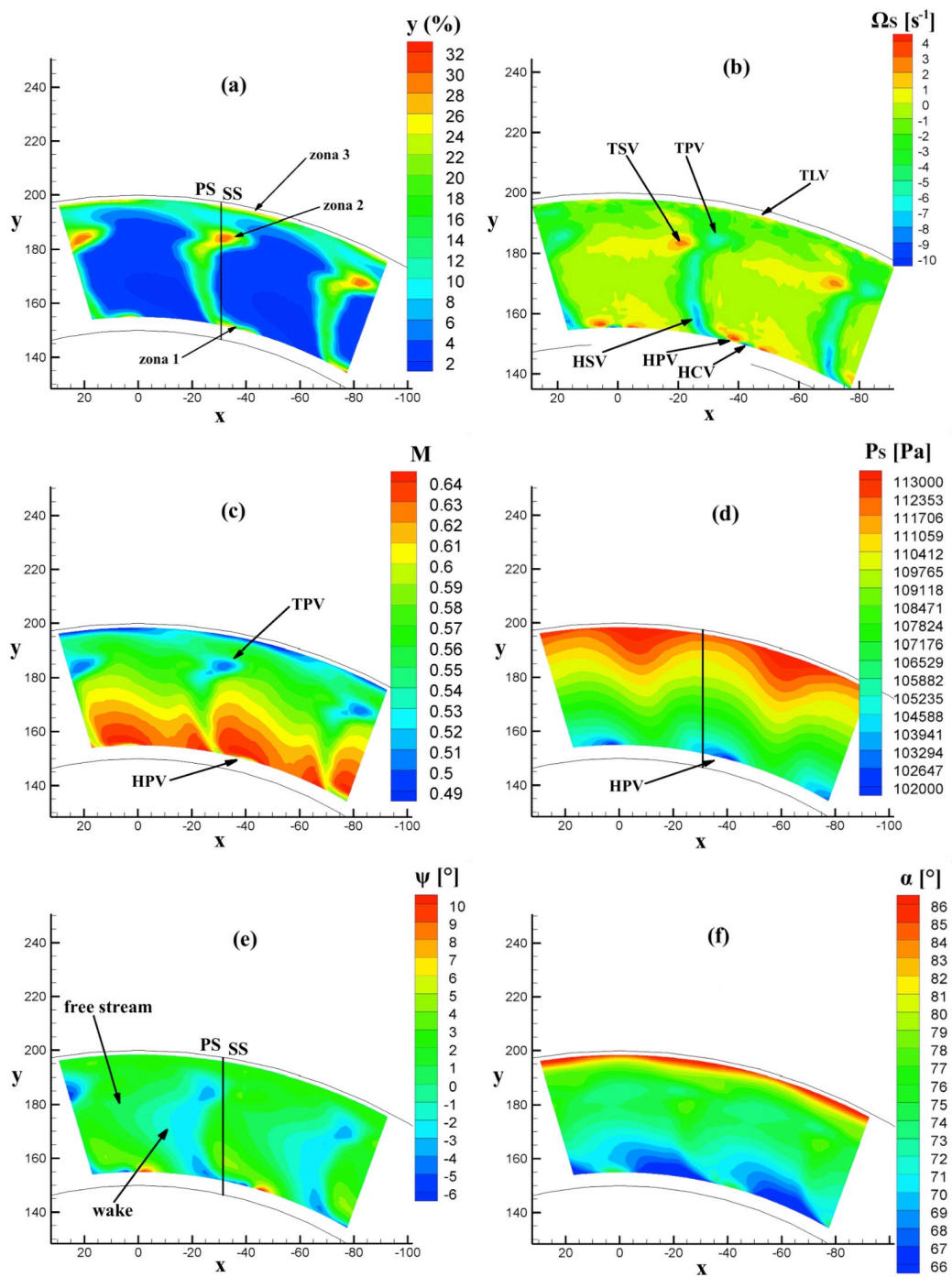


Figura 5.11: Campo di moto in ingresso rotore (distanza sonda: $X/b_s = 0.317$, condizione operativa OP3): coefficiente di perdita di pressione totale (a), vorticit  (b), numero di Mach (c), pressione statica (d), angoli sul piano secondario (e) e sul piano blade-to-blade (f)

In ultima analisi si possono quindi evidenziare tre regioni principali di perdita, che proprio per la forma tridimensionale della pala sono tutte posizionate dalla parte del suction side. Esse sono rappresentate in figura ed elencate di seguito:

- zona 1: posizionata verso l'hub raggiunge valori di perdita pari al 28% ed è causata dal vortice di passaggio HPV (*Hub Passage Vortex*) che ruota in senso orario dal PS al SS. Nella realtà la regione sarebbe più estesa verso il mozzo, ma per motivi di sicurezza non si è andati oltre con gli affondamenti della sonda;
- zona 2: è collocata all'80% dell'altezza di pala e come già detto raggiunge valori di circa 29%. Questa regione è dovuta all'interazione del TPV (che ruota in senso antiorario) con lo *shed vortex* in scia allo statore (che ruota in senso opposto);
- zona 3: comprende tutta la parte alta del canale. Questa regione è a sua volta composta da due zone, una costituita dallo strato limite sulla cassa, e l'altra causata dal trafileamento, presente nonostante la cerchiatura dell'anello statorico. Mettendo a confronto la stessa macchina priva di tale accorgimento analizzata nella Tesi di Dottorato di PERSICO [3], ma caratterizzata da uno strato limite in ingresso statore meno esteso, si nota come a fronte di un netto miglioramento dei valori di perdita massimi raggiunti (da 50% a 30%) si abbia un aumento dell'estensione di tale regione, che proprio a causa del *leaning* tende ad abbassarsi verso il 85% di altezza di pala. Come avviene per la zona 1, la limitatezza degli affondamenti non ha permesso di acquisire sopra il 98.5% del canale e di conseguenza questa zona sarebbe ancora più estesa verso l'alto.

L'angolo di *lean* che caratterizza le pale statoriche ha delle conseguenze sulle vorticità secondarie, e quindi anche sulle perdite. Infatti il *leaning* induce un flusso circolatorio che coinvolge tutto il canale, e dato che è rotante come il vortice di passaggio HPV va ad aumentare la vorticità di quest'ultimo, mentre limita quella del TPV, che è controrotante rispetto ad esso. Bisogna tenere presente che l'effetto di caricamento dell'apice indotto dalla presenza del *leaning*, è da unire a quello dell'equilibrio radiale sempre presente in una schiera anulare che distribuisce il carico in maniera opposta. Quindi si capisce come non sia possibile studiare questo stadio in maniera univoca, ma sia necessaria una sovrapposizione degli effetti.

Nel frame (b) è riportata la mappa della vorticità in uscita dallo statore. Dal momento che i flussi secondari sono delle regioni di elevata vorticità nella direzione del flusso principale, allora un metodo per poter studiare l'entità di tali strutture è quello di calcolare il valore della proiezione del rotore della velocità, ovvero la vorticità ($\nabla \times \mathbf{V}$), nella direzione principale del flusso.

Convenzionalmente si definisce la vorticità Ω_s come il rapporto tra tale valore e la norma del vettore velocità:

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

e un valore positivo di tale grandezza implica una rotazione oraria del vortice. Come già detto la perdita percentuale di pressione totale y e il campo di vorticità sono strettamente correlati. Infatti se si analizzano le due mappe notiamo che le zone di maggiore perdita si hanno in corrispondenza dell'interazione tra i vortici di passaggio e gli *shed vortex* formatesi all'hub e al tip. Per quanto riguarda l'hub, il vortice di passaggio (HPV) ruota in senso orario e mette in rotazione il flusso della scia in senso opposto generando lo *shed vortex* (HSV). Tra questi due vortici è collocato esattamente il nucleo di perdita identificato nel frame della y come zona 1. La regione blu adiacente all'HPV a circa 10% di altezza di pala potrebbe trattarsi di un *corner vortex* (HCV) formato proprio dal vortice di passaggio, sede di elevato *underturning* e rotante in senso opposto a quest'ultimo. Non si riscontra un vortice simile nella parte alta del canale perchè sarebbe rotante nella stessa direzione del TLV e quindi sarebbe inghiottito da quest'ultimo e non più riconoscibile a valle. Al tip invece si identificano due strutture vorticosi, ovvero il corrispondente vortice di passaggio (TPV), che ruota in senso antiorario ($\Omega_s < 0$) e genera *overturning*, e lo *shed vortex* (TSV) che interagisce con esso e che quindi è orario. Questa è proprio la zona 2 nella mappa delle perdite. Inoltre anche se non è totalmente visibile, si riesce comunque ad intravedere una piccola regione di vorticità oraria (di colore rosso in figura) dovuta al trafilemento attraverso il gap radiale dal PS al SS che mette in rotazione lo strato limite: questa regione coincide con la zona 3 di vorticità. Inoltre si ricorda che lo spostamento tangenziale dei vortici verso il SS è dovuto al gradiente di pressione trasversale presente all'interno del canale dal PS al SS. Infine è da sottolineare che globalmente i fenomeni a bassa quantità di moto vengono traslati verso il basso dall'azione del *leaning*, facendoci quindi osservare meglio quelli all'apice (che si trovano ora in mezzo al canale) e non quelli all'hub.

Nel frame (e) è riportato l'angolo radiale con cui il flusso esce dallo statore, chiamato angolo ψ , che evidenzia la presenza di componenti di velocità sul piano secondario. Esso è anche un indice di vorticità, dal momento che se in una zona circoscritta sono presenti sia componenti di velocità centrifughe che centripete, allora ciò denota la probabile presenza di un vortice. Nella Figura 5.12 è riportata la mappa di ψ ottenuta da PERSICO [3] in una configurazione con sonda più vicina al trailing edge dello statore ($X/b_s = 0.16$). Essa è da confrontare con il frame (e) di Figura 5.11.

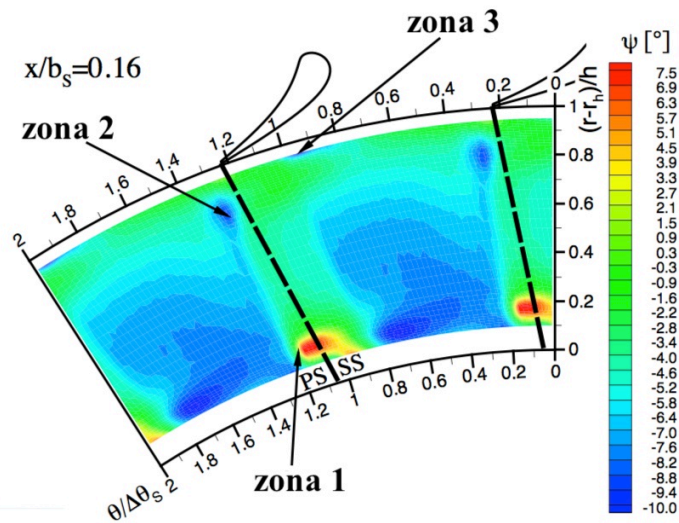


Figura 5.12: Angolo radiale del flusso a valle statore ($X/b_s = 0.16$)

Ad eccezione di una piccola regione all'hub circoscritta nella zona 1 di perdita descritta prima, dove si hanno componenti centrifughe molto accentuate (7.5° e nel nostro caso 10°) i due andamenti si discostano completamente per la restante parte del canale. Per $X/b_s = 0.16$ si nota che in tutto il canale palare, compresa la zona di scia, il flusso è diretto verso il mozzo con un angolo sempre più negativo e crescente in modulo man mano che ci si sposta verso l'hub fino ad un angolo di circa -8° . Il motivo per cui si ha questa forte componente centripeta dominante è in parte il gradiente di pressione già discusso in precedenza dovuto all'equilibrio radiale, ma soprattutto al *leaning* della pala, che esisterebbe anche in assenza di gradienti di pressione e nel caso di flussi non viscosi. Per quanto riguarda il caso a $X/b_s = 0.317$ la quasi totalità del canale è invece occupata da un flusso leggermente centrifugo con angoli che si attestano su valori tra 1° e 2.5° . Bisogna però evidenziare la presenza di una fascia corrispondente alla zona di scia (*wake*, di colore azzurro in figura), leggermente protesa nel *free stream*, in cui si hanno valori negativi di ψ da -1° a -4° , comunque di modulo inferiore alla corrispondente regione a $X/b_s = 0.16$. Questo raddrizzamento del flusso in direzione assiale è dovuto all'allontanamento progressivo dallo statore e al processo di miscelamento del flusso. Comunque l'effetto di *leaning* si fa ancora sentire sulla scia dal momento che quest'ultima ha una quantità di moto minore e viene "spostata" con più facilità.

Nel frame (d) è rappresentato l'andamento della pressione statica in uscita dallo statore. Nella stessa è possibile notare sia il gradiente radiale che quello circonferenziale. Come già detto, l'aumento della pressione statica lungo il raggio è dovuto all'equilibrio radiale e globalmente questo ΔP radiale è di 70 mbar a circa 30% del passo. È presente anche una regione a pressione minima (1.038 bar) in corrispondenza dei vortici di passaggio all'hub e una regione a massima

pressione (1.14 bar) sul PS al tip della pala. Questa regione a pressione massima non è collocata proprio al centro del canale ma è spostata verso il trailing edge: infatti in questa zona i due flussi prodotti dai due canali contigui si incontrano provocando una ricompressione. Il gradiente di pressione circonferenziale in corrispondenza del midspan è di circa 20 mbar, siccome si è in una posizione già abbastanza distante dallo statore.

Si riporta anche l'andamento del numero di Mach, rappresentato nel frame (c) dove si osserva che è praticamente complementare a quello della pressione statica e totale: per l'equilibrio radiale il suo valore è maggiore sul mozzo (0.64) e decrescente col raggio. I valori minimi si hanno in corrispondenza dei vortici di passaggio verso l'80% dell'altezza del canale e nella fascia prossima al *casing* dove domina lo strato limite (qui si hanno valori intorno a 0.5). Come ultima cosa se si osserva la parte bassa dove si hanno i vortici di passaggio HPV si trova una diminuzione di tale grandezza, non ben visibile a causa del limitato affondamento della sonda.

Da ultimo per completezza è presente anche l'andamento dell'angolo α riportato nel frame (f) con cui il flusso esce dallo statore sul piano *blade-to-blade*. Esso rappresenta l'angolo con cui la velocità assoluta lascia lo statore. Si è scelto di non mostrare il diagramma dell'incidenza, in quanto ricavabile da questo. Laddove il flusso assoluto esce più assiale dalla schiera, l'incidenza sul rotore cambia, a seconda di qual è il disegno palare. Nella parte bassa del canale il valore di α scende a 67° , mentre nella restante parte l'angolo è intorno ai 75° . Si rammenta che lo svergolamento tridimensionale delle pale statoriche provoca una variazione del carico palare crescente col raggio. Infatti le isobare all'interno del canale sono praticamente verticali e questo fa sì che la differenza di pressione al tip sia maggiore di quella all'hub e quindi il carico sia maggiore all'apice (come riportato in [6] pag. 425, Figura 9.43). Questo si verifica dall'andamento dell'angolo α mediato in Figura 5.13 e riportato rispetto a quello geometrico. Al tip il valore è maggiore (*overturning*) proprio per l'aumento del carico aerodinamico dovuto al *leaning* che direziona il vettore della velocità assoluta in direzione più tangenziale.

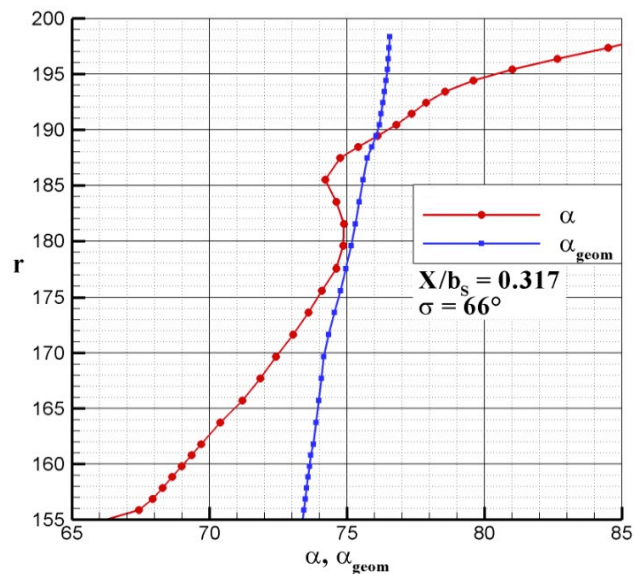


Figura 5.13: Angolo del flusso geometrico confrontato con quello reale per una posizione assiale pari a $X/b_s = 0.317$

5.4.2 Campo di moto in OP3 (posizione sonda: $X/b_s = 0.46$)

In Figura 5.14 si dà una panoramica delle grandezze più rilevanti acquisite dalla sonda a una distanza maggiore e pari a 14.06 mm dal trailing edge. Si è scelto di non riportare l'andamento dell'angolo α perchè del tutto simile a quello trovato nel paragrafo precedente.

Confrontando la mappa (a) delle perdite con la corrispondente di Figura 5.11 si riscontrano da subito delle somiglianze per quanto riguarda la forma della scia in uscita e una diminuzione delle perdite nella zona 2 da 28% a 22%. Questa volta però la scia appare più stretta e spostata verso il lato in depressione della pala adiacente. Il motivo della riduzione dello spessore è dovuto al miscelamento che interviene in uscita dalla schiera, mentre lo spostamento circonferenziale è essenzialmente causato dalla diversa posizione della sonda, la quale non solo è spostata in direzione assiale, ma anche tangenzialmente dato che il suo asse di rotazione è fisso e a causa dello sbraccio incontra necessariamente la scia in una posizione diversa. Tuttavia la posizione della sonda non è l'unico motivo per cui la scia risulta spostata. Infatti andando ad osservare la mappa dell'angolo α in entrambe le configurazioni di misura, si nota la presenza di un forte *overturning* nella zona prossima al *casing*, particolare apprezzabile anche dall'andamento medio di tale angolo nel corrispondente diagramma di Figura 5.13. Tale sovrarotazione è essenzialmente dovuta all'andamento del carico palare, che a sua volta dipende dal particolare sviluppo radiale conferito alle pale in questione, le quali presentano uno *sweep* limitato, ma un *leaning* abbastanza evidente.

Proprio questa sovrarotazione del flusso (il quale esce molto tangenziale con angoli fino a 85°) sposta circonferenzialmente la regione alta della scia facendola quasi staccare dallo strato limite superiore. Infine si nota un aumento della zona 3 di perdita, in corrispondenza del vortice di trafilemento, al contrario di ciò che avviene in tutto il resto del canale, seppur in maniera limitata. Infatti aumentando il gap assiale tra la sonda e il bordo di uscita dello statore si evidenzia un piccolo aumento di y dal 27% al 31%. Questo è dovuto non per forza a questioni fisiche, ma al fatto che andando a caratterizzare il flusso in diversi punti più lontani dallo statore, il vortice di trafilemento ha più tempo per svilupparsi ed estendersi verso il basso fino a diventare visibile dalla sonda, mentre con sonda angolata di 66° rimaneva pressochè nascosto al campo di misura nella fascia circonferenziale. Lo strato limite appare così spesso poichè uscendo dallo statore con un angolo molto tangenziale deve percorrere molta più strada per raggiungere il piano di misura rispetto al *free stream* e quindi ha più tempo per svilupparsi ed ingrossarsi.

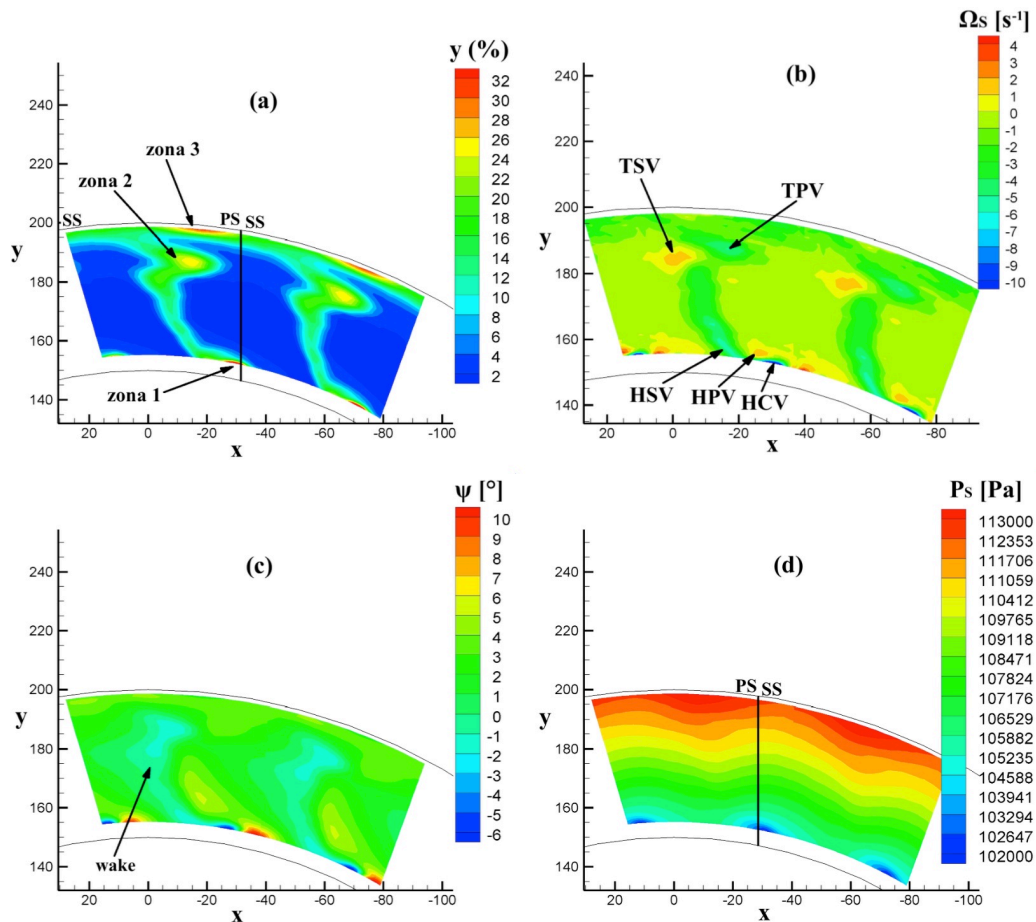


Figura 5.14: Campo di moto in ingresso rotore (distanza sonda: $X/b_s = 0.46$, condizione operativa OP3): coefficiente di perdita di pressione totale (a), vorticità (b), angolo sul piano secondario (c), pressione statica (d)

Si osservi ora la mappa (b) nella configurazione di gap assiale maggiore. Dopo aver analizzato in maniera dettagliata quali sono le strutture vorticosi che si generano sul piano secondario all'interno dello statore (TPV, HPV, TLV) e sul bordo di uscita (TSV, HSV, HCV), si vogliono ora confrontare le mappe di Ω_S nelle due configurazioni. Come prima cosa si nota come la scia si sia spostata con la relativa zona di perdita, e di conseguenza anche i vortici ad essa collegati: essi infatti non si sono dissolti, ma possono essere ancora individuati nella stessa posizione lungo l'altezza di pala, nonostante non appaiano più così definiti come nella configurazione precedente. Ciò è in parte dovuto all'inevitabile miscelamento avvenuto, ma anche all'azione degli elevati gradienti di velocità tangenziale ed assiale, che combiati all'interazione viscosa tra *shed vortex* e *tip passage vortex* ne provocano la diminuzione di intensità. La stessa spiegazione può essere estesa anche alla regione prossima all'hub: qui le strutture vorticosi appaiono piuttosto ridimensionate nelle dimensioni e nell'intensità, come si può osservare dal modulo di Ω_S in corrispondenza degli *shed vortex*. In generale quindi non è sorprendente notare un fenomeno generale di diffusione, che tende a spalmare i vortici su un'area più grande, diminuendone quindi l'effetto negativo e uniformandone l'entità.

Un'altra importante grandezza che vale la pena mettere a confronto con il caso precedente è la pressione statica P_S . Paragonando i due andamenti non sono evidenti cambiamenti sostanziali, infatti il gradiente radiale rimane pressoché invariato e pari a 70 mbar, mentre quello circonferenziale al midspan passa da 20 mbar a 10 mbar. L'effetto dell'equilibrio radiale si fa sentire quindi di più man mano che ci si allontana dallo statore, ma in minor modo. Tuttavia allontanandoci dallo statore permangono delle oscillazioni di pressione in direzione tangenziale: mantenendo costante il raggio e muovendoci lungo θ , P_S non resta costante ma oscilla con andamento lontanamente simile a quello di una sinusoide. Tali oscillazioni si attenuano parzialmente all'aumentare di X/b_S , ma permangono fino ad ingresso rotore come si può verificare dai risultati di PERSICO [3], in cui si ha il campo di pressione statica per $X/b_S = 0.6$ riportato in Figura 5.15. Aumentando il gap assiale, il campo di pressione statica tende ad abbandonare l'aspetto a sinusoide che caratterizza la regione vicino allo statore, mentre le oscillazioni di P_S ad altezza di pala costante persistono, pur attenuate, fino all'ingresso nel rotore. La presenza di un seppur modesto gradiente circonferenziale di pressione in ingresso rotore costituisce una fonte di instazionarietà nel suo funzionamento.

Per valutare queste instazionarietà è bene commentare anche le mappe di numero di Mach, per le due configurazioni raffigurate in Figura 5.16. Infatti rispetto ai campi di pressione appena descritti, risultano molto evidenti le variazioni della grandezza lungo θ , con gradienti più definiti rispetto a quelli di pressione, anche allontanandoci dal bordo di uscita dello statore. Qui si alterna un elevato numero di Mach nella zona di flusso quasi isoentropico nella metà inferiore del canale dovuto all'equilibrio radiale, a valori notevolmente minori in corrispondenza della scia dei flussi secondari.

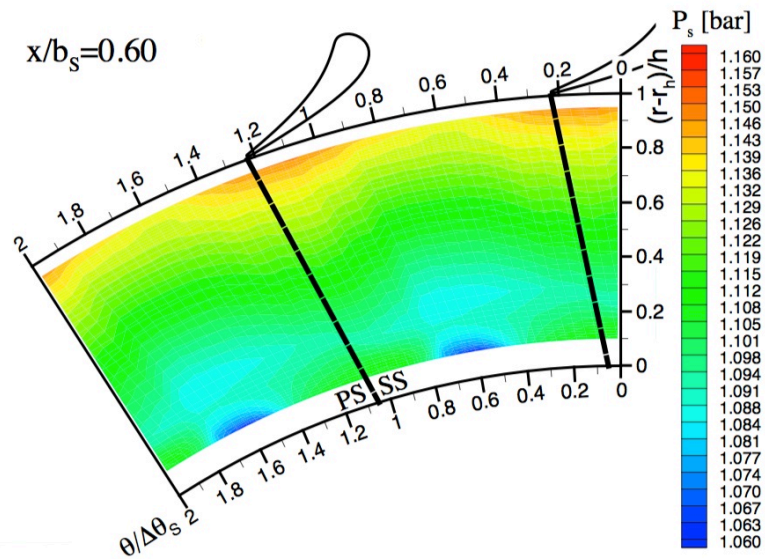


Figura 5.15: Pressione statica a valle statore ($X/b_s = 0.60$)

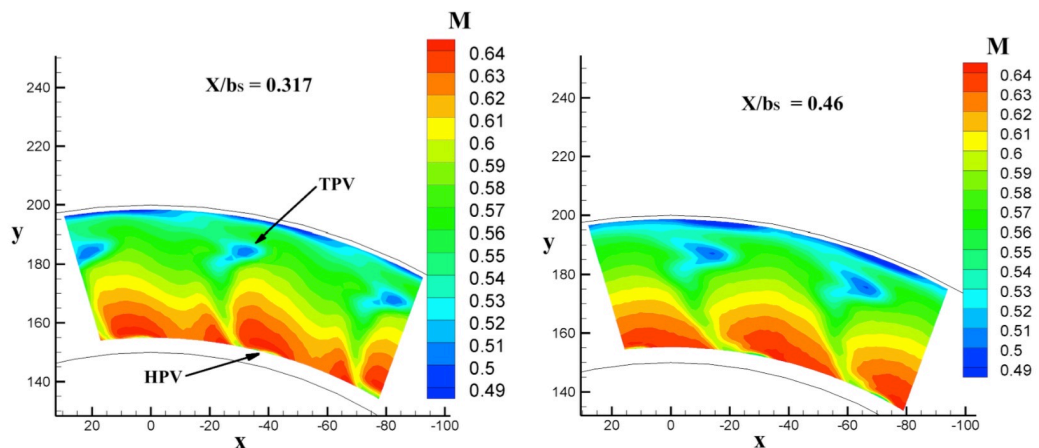


Figura 5.16: Confronto degli andamenti del numero di Mach per i due gap assiali X/b_s

Nel disegno in Figura 5.17 si vuole dare una visione d'insieme di come la pressione (statica e totale) e il numero di Mach si presentano in diverse posizioni assiali e circonferenziali. Come si vede dalla figura il campo di pressione statica si propaga assialmente, invece la scia segue la direzione conferitale dalla pala. Se si acquisisce lungo la traversa più vicina allo statore si osserva un'oscillazione del numero di Mach: in scia l'unione dei due flussi provenienti dal ventre e dal dorso della pala crea una dissipazione e quindi una diminuzione della pressione totale (e quindi del Mach), mentre in mezziera del canale la pressione statica è più bassa (e di conseguenza sarà più alto il Mach). La stessa oscillazione la si trova nella traversa in una posizione assiale più lontana (vicina al rotore), dove la scia incontra il campo di pressione totale propagato dal trailing edge della pala precedente. La situazione ottimale invece riguarda la traversa intermedia dove si

ha uniformità del numero di Mach (a circa 30% della corda assiale). Questo è verificato osservando l'andamento del Mach nel grafico di sinistra in Figura 5.16.

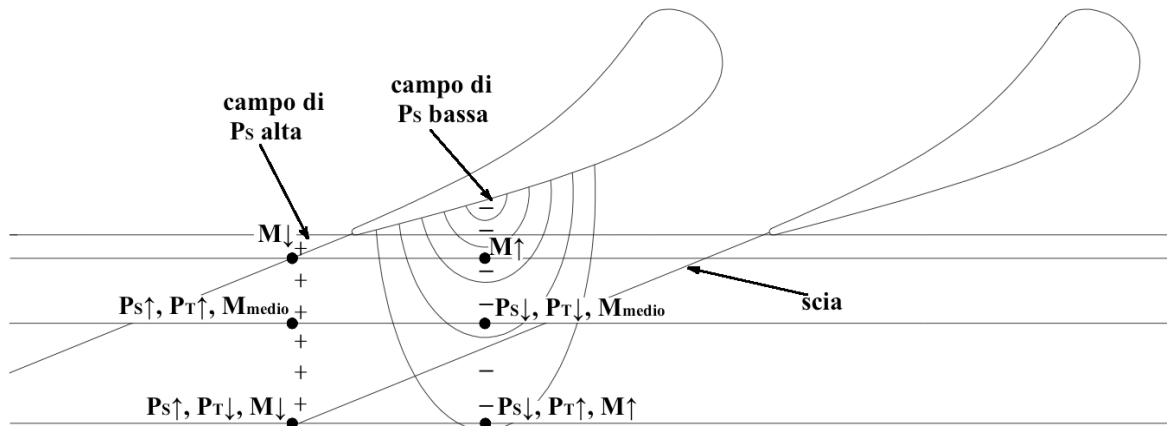


Figura 5.17: Campo di pressione statica a valle statore

Le considerazioni fatte finora si rispecchiano negli ultimi due frame (c) e (d) di Figura 5.14, che si vogliono ora confrontare. Come già accennato in precedenza, le tre grandezze y , Ω_S e ψ risultano strettamente connesse e in particolare gli andamenti di quest'ultima sono conseguenza dell'andamento delle prime due. Qui si spiega l'assenza per $X/b_S = 0.46$ della fascia di flusso centripeto corrispondente alla scia della pala, che appare ovviamente spostata e fortemente diffusa. Addirittura sembrerebbe sostituita da un nucleo di vortice centrifugo nella regione inferiore alla mezzeria. Come è logico aspettarsi, man mano che ci si allontana dallo statore, il flusso tende a perdere le componenti di velocità radiali, risentendo maggiormente della presenza della parete interna ed esterna, che impongono una componente radiale nulla, anzichè della pala e del suo disegno svergolato, che invece introducono componenti spurie.

5.4.3 Campo di moto in OP1 (posizione sonda: $X/b_S = 0.317$)

Di seguito si è scelto di riportare i frame delle grandezze fondamentali del flusso acquisite nella posizione più vicina allo statore nella condizione operativa a velocità massima (11100 rpm turbina) a confronto con le corrispondenti grandezze ottenute in OP3, utilizzando la stessa scala di rappresentazione. Come si noterà, il loro andamento rimane pressochè invariato rispetto a quello osservato in OP3, e perciò non ci si soffermerà sulla descrizione dei tipi di strutture formatesi e sul motivo della loro esistenza. Piuttosto si è riscontrato un aumento del valore assoluto di tutte le grandezze a seguito dell'aumento del rapporto di espansione (da 1.4 a 1.95). È proprio per questo motivo che si è scelto di non discutere le prove in OP2, ma di prendere in considerazione direttamente la OP1,

essendo la prova che più si avvicina alle condizioni operative di un motore aeronautico.

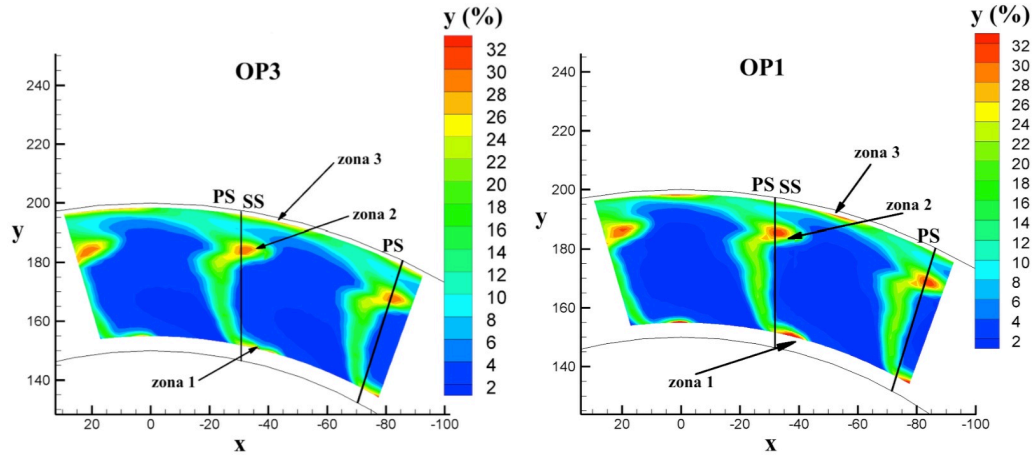


Figura 5.18: Coefficiente di perdita di pressione totale (posizione sonda: $X/b_s = 0.317$) nelle condizioni operative OP3 (7000 rpm turbina) e OP1 (11100 rpm turbina)

In figura 5.18 è riportata la grandezza y . Si riconoscono immediatamente le tre zone di perdita che interessano la scia, il suction side e lo strato limite superiore in entrambi i frame. Le uniche differenze apprezzabili sono l'aumento di qualche punto percentuale nella zona 2, dove si passa da 29% a circa 32% come valore massimo, e nella zona 3, che oltre ad avere un valore massimo maggiore (da 26% in OP3 si aggira intorno al 30% in OP1) ha anche un'estensione maggiore e una posizione differente e più spostata verso il PS della pala precedente. Questo potrebbe essere causato dall'aumento del carico aerodinamico delle pale di statore e del rapporto di espansione, che ha come conseguenza l'aumento del trafileamento al tip delle pale dal PS al SS e così anche l'intensità dei vortici generati.

Il maggior trafileamento osservato nella figura delle perdite è ritrovato anche nel frame della vorticità in Figura 5.19. Esso è indicato da TLV e come già detto, in OP1 assume una maggiore intensità dovuta all'aumento del ΔP a cavallo della pala. Quindi il fluido a bassa quantità di moto nello strato limite viene messo maggiormente in rotazione. In questa figura si nota l'aumento dei vortici di scia che ora ricoprono una parte notevole del bordo di uscita della pala a un valore intorno ai -10° fino al 60% di altezza di pala. Siccome sono anteriori e sono più estesi, questo significherà che anche l'*overturning* sarà più ampio.

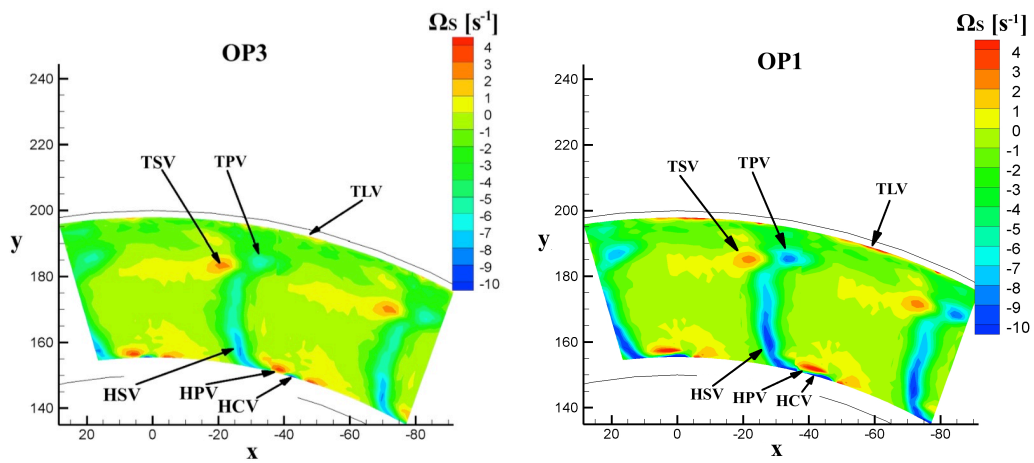


Figura 5.19: Vorticità (posizione sonda: $X/b_s = 0.317$) nelle condizioni operative OP3 (7000 rpm turbina) e OP1 (11100 rpm turbina)

Tutto questo si può verificare osservando il diagramma dell'angolo ψ nella Figura 5.20: laddove sono presenti i vortici antiorari (*hub shed vortex* e TPV) il flusso è centripeto ($\psi < 0$).

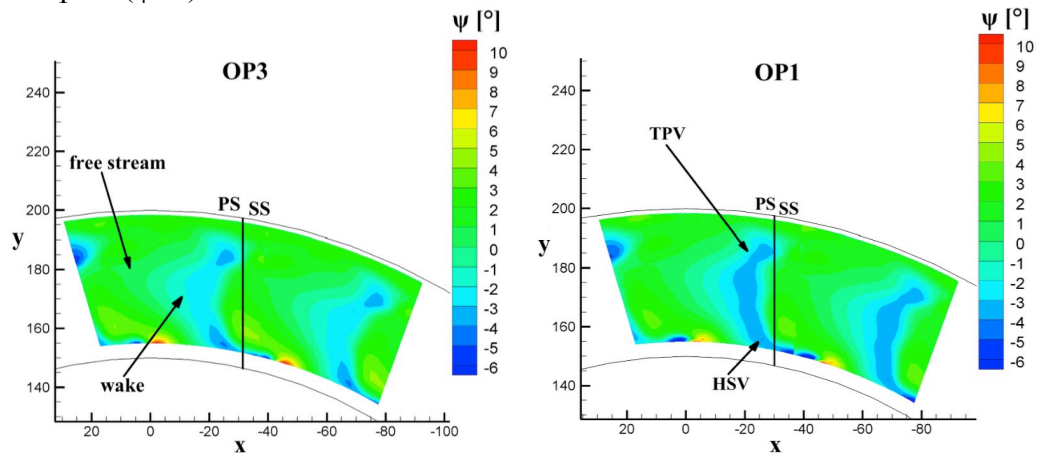


Figura 5.20: Angolo del flusso sul piano secondario (posizione sonda: $X/b_s = 0.317$) nelle condizioni operative OP3 (7000 rpm turbina) e OP1 (11100 rpm turbina)

In Figura 5.21 sono confrontati il numero di Mach e la pressione statica nelle due prove OP1 e OP3 con sonda angolata di 66° rispetto la direzione assiale. L'andamento del numero di Mach è sempre decrescente all'aumentare del raggio per l'equilibrio radiale, di conseguenza la pressione statica sarà maggiore man mano che ci si sposta verso il raggio esterno. È da notare come l'inclinazione del bordo d'uscita delle pale (*leaning*) fa sì che il campo di moto sia inclinato verso il suction side della pala adiacente. Come conseguenza si

hanno quindi forti gradienti circonferenziali (gli stessi riscontrabili anche nel diagramma della pressione statica) che potrebbero causare effetti instazionari se raggiungono le pale rotoriche. La pressione statica lungo l'altezza di pala ha una maggiore variazione in OP1 con un differenza dall'hub al tip valutato a circa 50% del passo di 130 mbar, contro i 70 mbar in OP3. La regione a pressione minima (blu in figura) è dovuta alla maggiore velocità del flusso in quella zona causata dall'accelerazione imposta dallo statore accentuata sul SS dallo svergolamento.

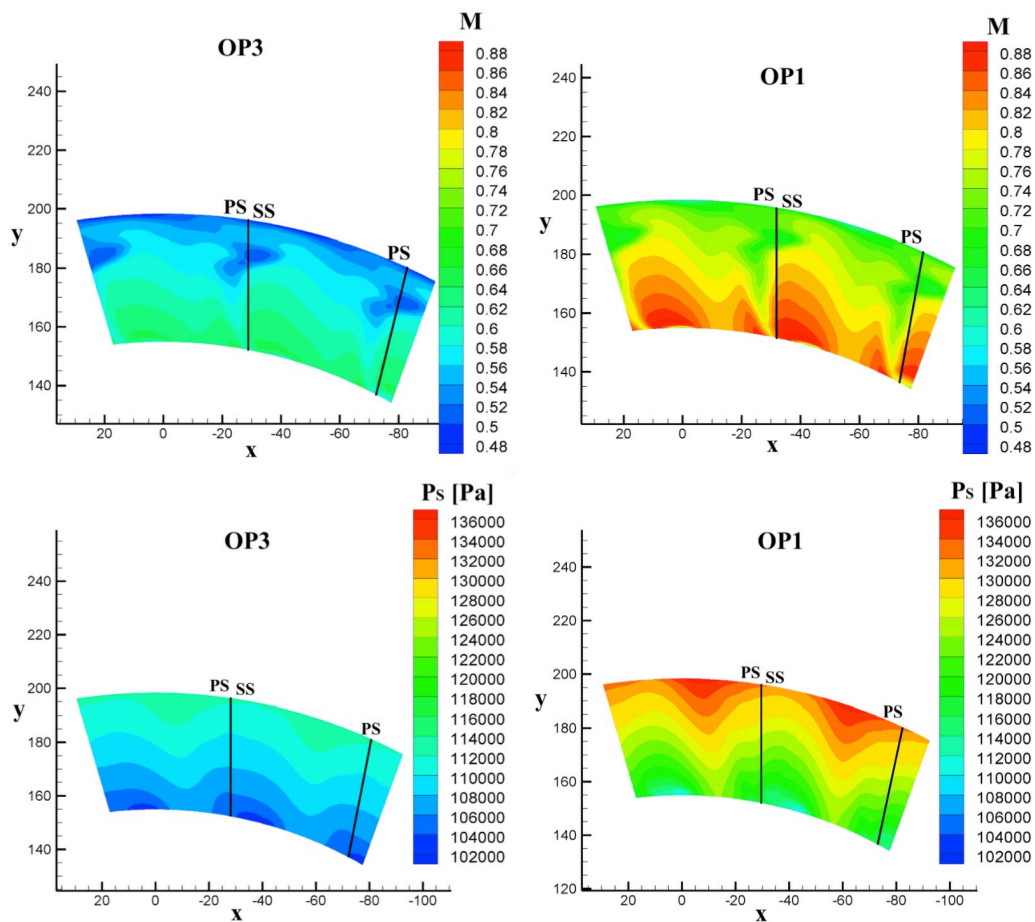


Figura 5.21: Numero di Mach e pressione statica (posizione sonda: $X/b_S = 0.317$) nelle condizioni operative OP3 (7000 rpm turbina) e OP1 (11100 rpm turbina)

5.4.4 Campo di moto in OP1 (posizione sonda: $X/b_S = 0.46$)

Si riportano per completezza nelle Figure 5.22 e 5.23 i frame delle grandezze acquisite durante la prova OP1 nella seconda configurazione con angolo della sonda $\sigma = 75^\circ$ confrontate con quelle ottenute durante la stessa prova ma con $\sigma = 66^\circ$.

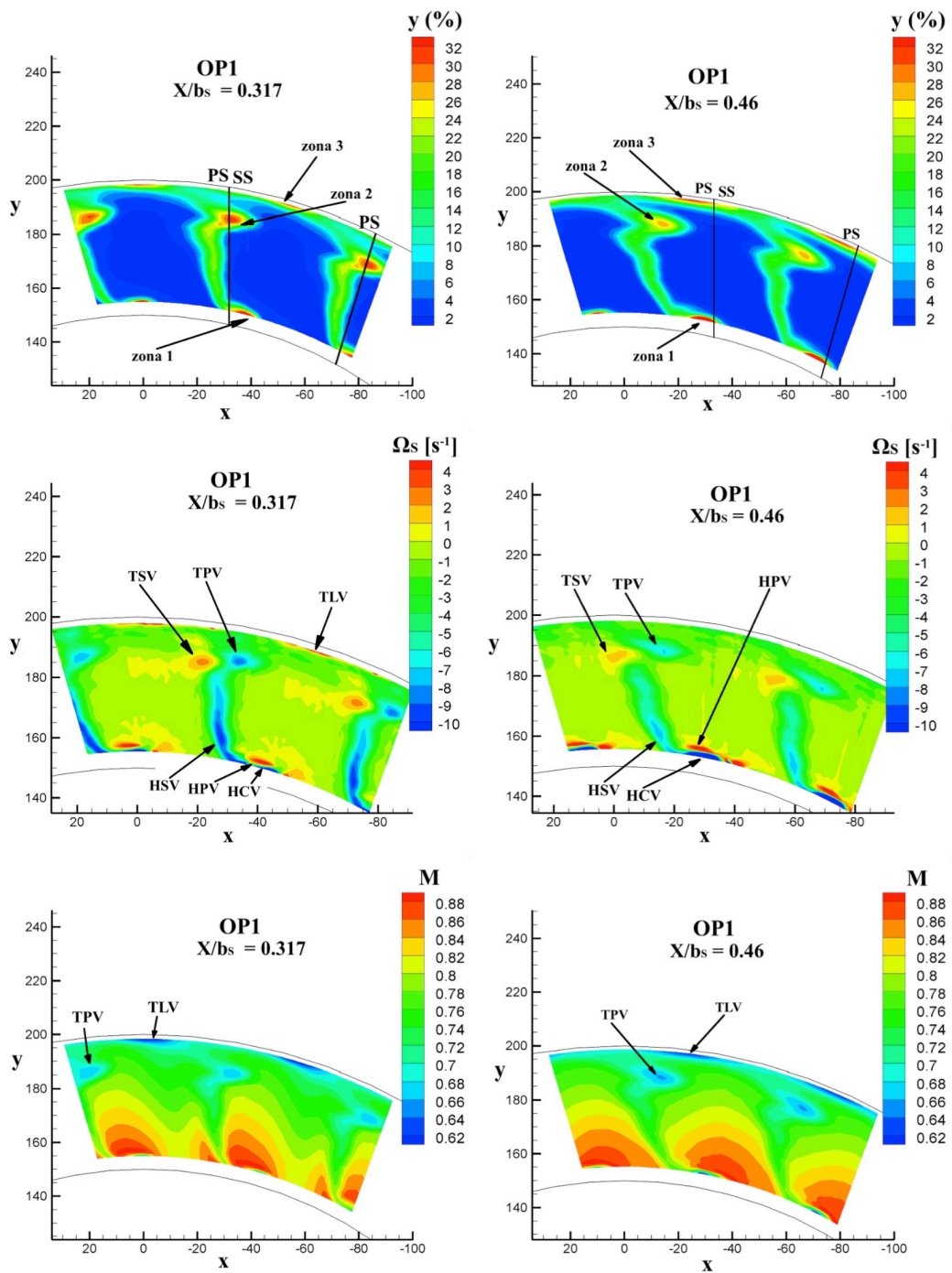


Figura 5.22: Confronto tra coefficiente di perdita di pressione totale, vorticit  e numero di Mach nelle due posizioni assiali, nella condizione operativa OP1 (11100 rpm turbina)

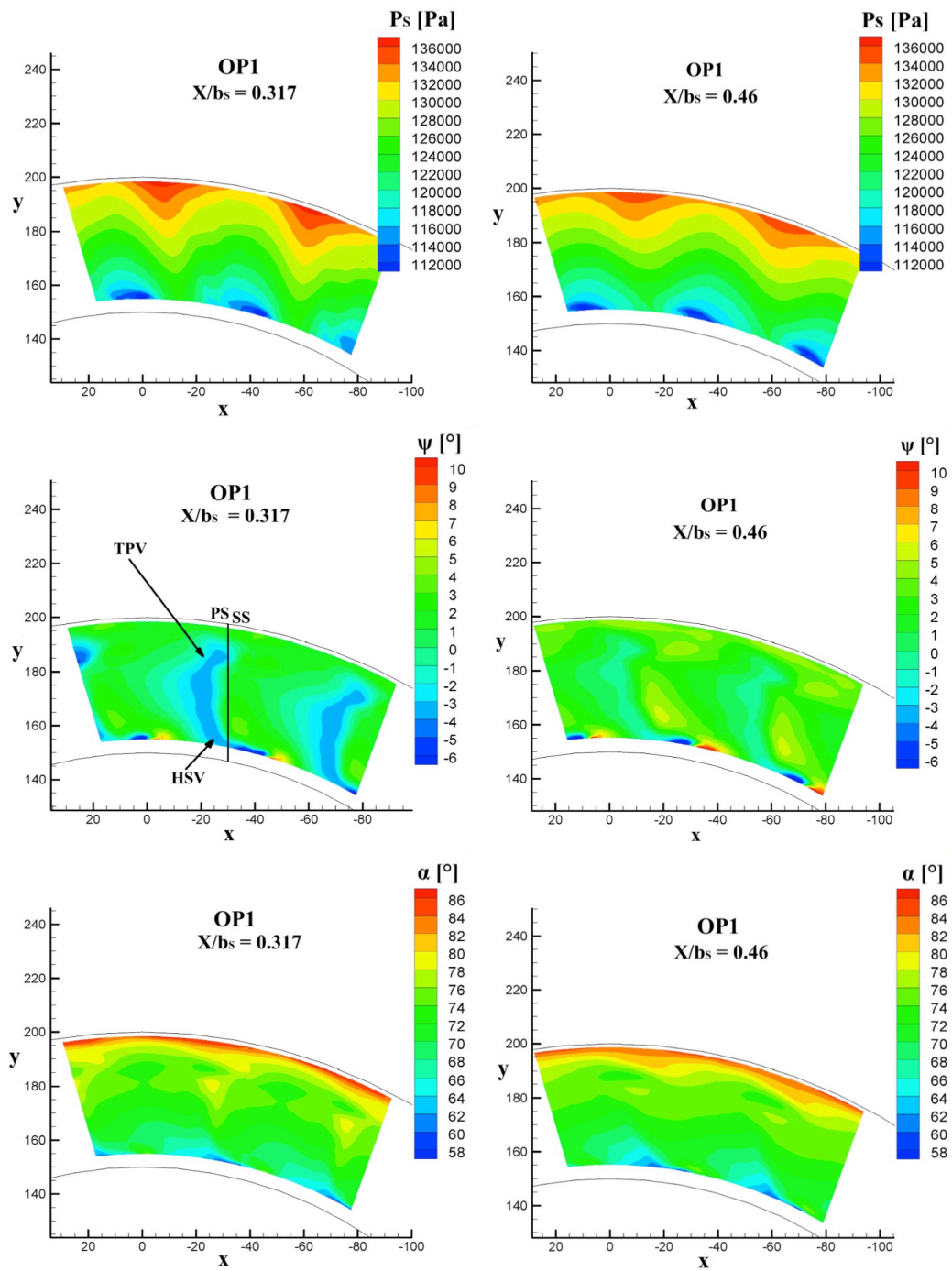


Figura 5.23: Confronto tra pressione statica, angolo radiale sul piano secondario e angolo sul piano blade-to-blade nelle due posizioni assiali, nella condizione operativa OP1 (11100 rpm turbina)

Dal confronto si possono dedurre le stesse considerazioni effettuate nel Paragrafo 5.4.2. Gli effetti dominanti sono il miscelamento cui è interessato il flusso man mano che si allontana dallo statore e lo spostamento della scia verso il SS della pala adiacente, quindi nel senso di rotazione del rotore, causato dal *leaning* e dal grande *overturning* presente al tip dove il flusso esce con un angolo di 85° . Questo si osserva nei frame delle perdite e della vorticità, soprattutto in quest'ultimo si osserva una diminuzione delle strutture secondarie nella parte superiore al midspan, mentre in quella inferiore lo *shed vortex* diminuisce di intensità, mantenendosi però costante l'HPV. Facendo una media circonferenziale dei valori di perdita e riportandone l'andamento medio sull'altezza di pala (Figura 5.24) si possono riconoscere le tre zone principali in cui questo parametro assume i valori più elevati. Nella parte centrale del canale esso assume valori minori nella posizione più distante dallo statore grazie al processo di miscelamento avvenuto e anche alla mancanza di importanti strutture vorticose in quella regione del canale.

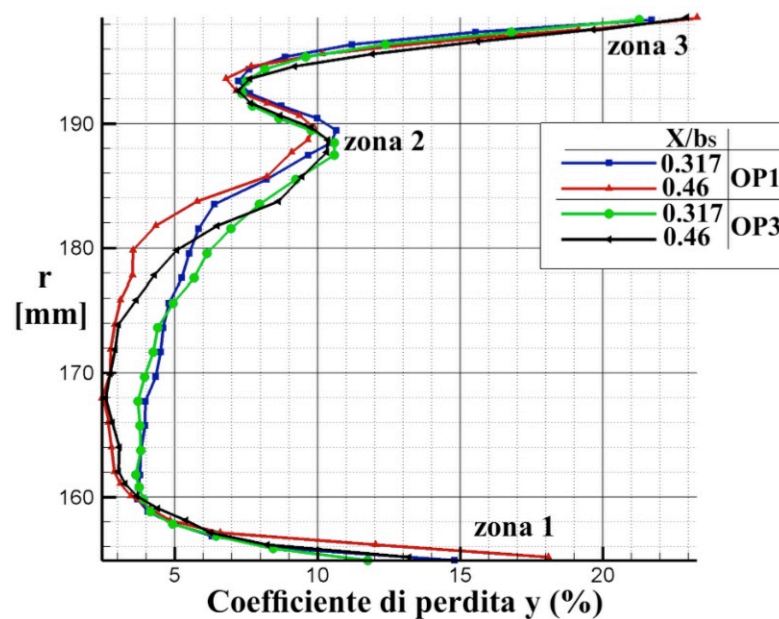


Figura 5.24: Coefficiente di perdita mediato circonferenzialmente in OP1 e OP3, nelle due posizioni assiali

La differenza più importante riscontrata è nell'andamento del numero di Mach, dove all'interno della zona di flusso pseudo isoentropico si ha una crescita dal tip all'hub più uniforme grazie alla coesione delle due zone evidenziate in rosso nell'immagine in Figura 5.22, ovvero la scia e il campo di pressione statica si accoppiano in modo differente rispetto a quanto acquisito con la sonda nella posizione più a monte. Tuttavia in prossimità del TPV si ha un ingrandimento

della regione a Mach minimo, anche se i valori più bassi sono sempre in corrispondenza del TLV (poco più di 0.6). Il picco più alto è sempre prossimo alla cassa inferiore e spostato verso il lato in depressione. Comunque si può affermare che globalmente le strutture al tip si diffondono mentre quelle all'hub si intensificano. Se si esegue una media circonferenziale e si riporta il valore ottenuto lungo l'altezza di pala del numero di Mach, in confronto a quello assunto dalla pressione statica (Figura 5.25), si osserva che l'andamento delle due grandezze è opposto, dovuto all'equilibrio radiale. L'unica variazione di tendenza è presente nel grafico del Mach, dove è più basso a circa 90% dello span, proprio dove è presente un aumento locale delle perdite dovuto all'interazione dei vortici di passaggio e dello *shed vortex*. Da ultimo, per non essere ridondanti, per quanto concerne l'angolo assoluto del flusso e ψ , valgono le stesse considerazioni fatte nel confronto tra le due configurazioni di misura nella OP3.

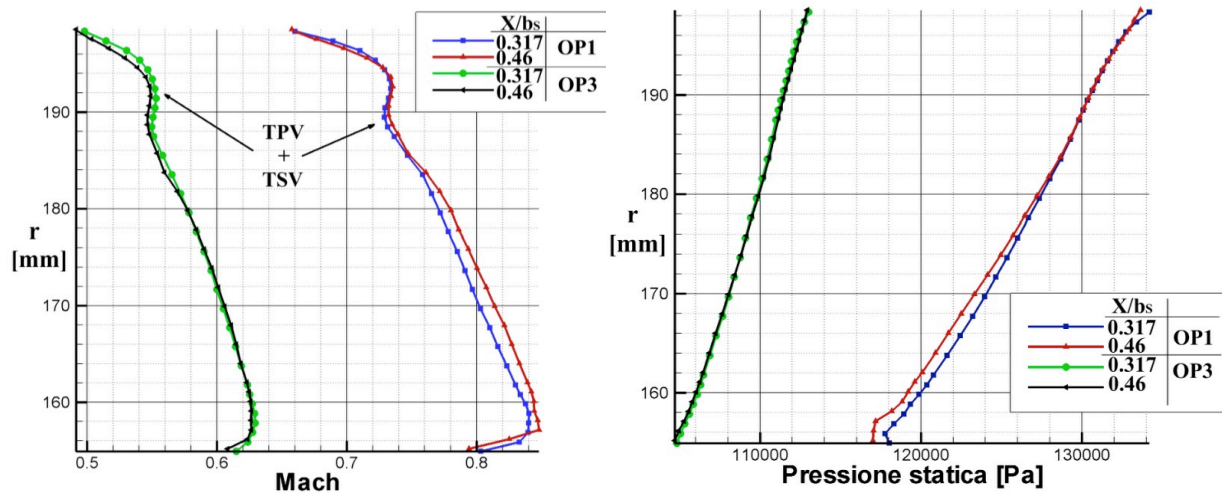


Figura 5.25: Confronto tra numero di Mach (a sinistra) e pressione statica in OP1 e OP3, nelle due posizioni assiali

Prima di procedere con lo studio del flusso nel rotore, si valuterà con che angolo esso si presenta sul *leading edge*: in Figura 5.26 si riportano le mappe di incidenza nelle quattro condizioni operative per $X/b_s = 0.317$. Usando la stessa scala di rappresentazione si può apprezzare come all'aumentare del numero di giri e del rapporto di espansione l'incidenza diventi sempre più negativa e uniforme su tutto il canale palare (OP1). Nelle altre tre condizioni operative (soprattutto OP4 e OP3) si nota invece una variazione notevole lungo l'altezza di pala con valori negativi vicino all'hub (25% dello *span*), in corrispondenza dei valori minimi di α . Questo è verificabile nei grafici in Figura 5.27, dove sono rappresentati gli andamenti medi sull'altezza di pala dell'incidenza e dell'angolo α nelle condizioni OP3 e OP1 nelle due posizioni assiali della sonda. Il flusso assoluto esce più o meno costante al variare della velocità della macchina; d'altro

canto la variazione riscontrata nell'incidenza fa sì che il lavoro scambiato dal rotore non sia uniforme lungo il raggio. Tuttavia la variabilità di questo angolo non incide tanto sulle prestazioni in termini di lavoro ed efficienza, in quanto trattandosi di turbina accetta variazioni molto maggiori di incidenza, a differenza dei compressori, dal momento che il rischio di stallo è minimo.

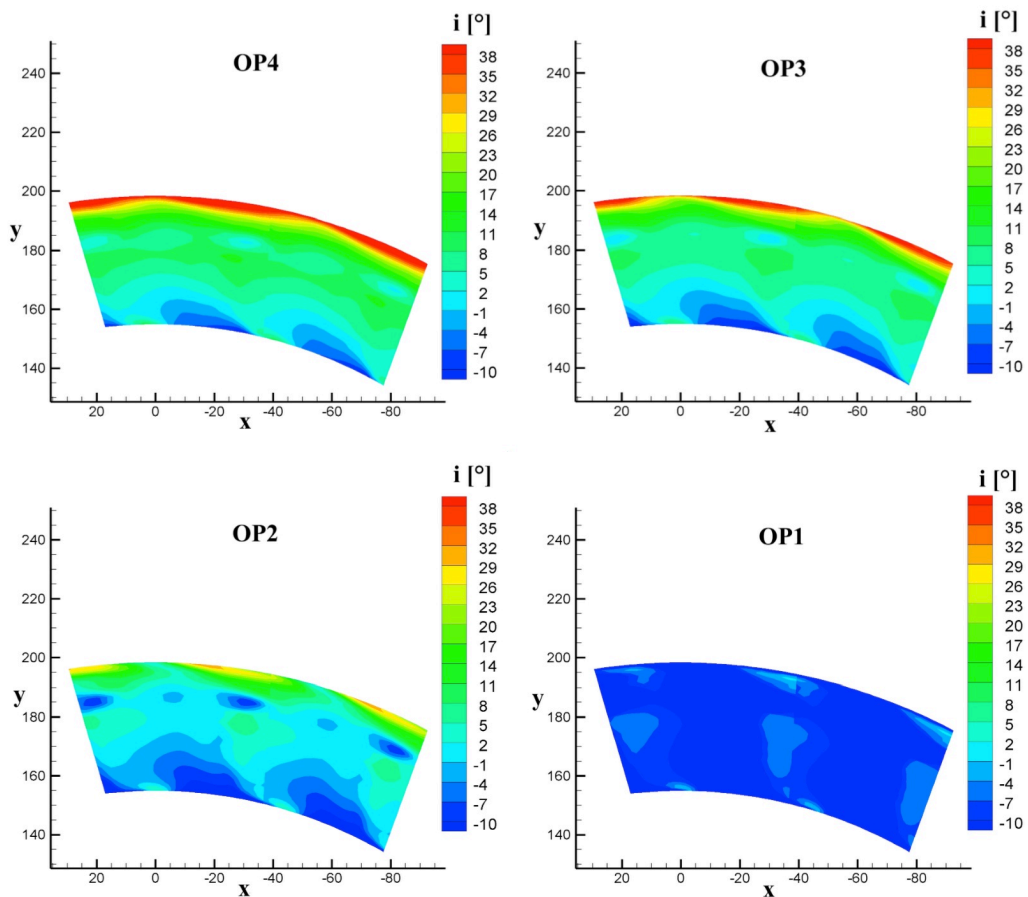


Figura 5.26: Mappe di incidenza nelle quattro OP ($X/b_s = 0.317$)

In Figura 5.28 sono raffigurate le proiezioni sul piano alla base dei profili della pala rotorica, in coordinate macchina a diverse altezze. Lo svergolamento è molto evidente: la deflessione imposta al flusso è maggiore alla base rispetto a quella imposta all'apice.

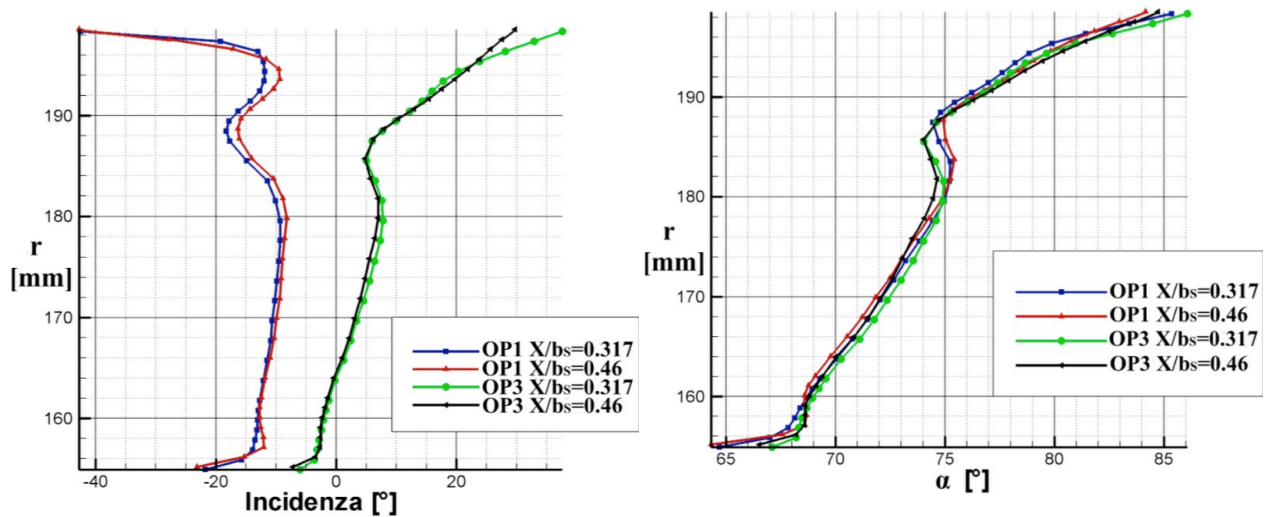


Figura 5.27: Confronto tra incidenza (*a sinistra*) e angolo α in OP1 e OP3, nelle due posizioni assiali

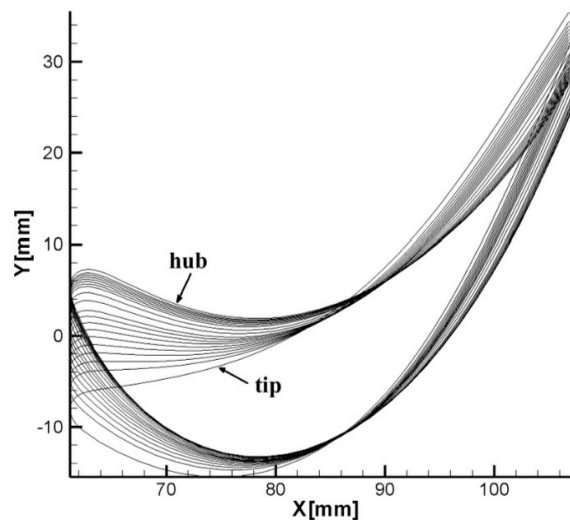


Figura 5.28: Vista tridimensionale della pala rotorica

5.5 Flusso a valle rotore

In questo paragrafo si studieranno le misure effettuate a valle del rotore con la sonda *FRAPP*. In particolare si è scelto di analizzare per prima la condizione operativa OP3 (7000 rpm turbina) facendo poi un confronto con le altre prove effettuate a diverse velocità. Questa scelta è motivata anche dal fatto di volere effettuare un confronto con i dati ottenuti da PERSICO [3] nella stessa condizione operativa, per avere un riscontro immediato sulla bontà dei dati di questo lavoro. Nel nostro caso l'unica variabile è la velocità di rotazione della turbina mantenendo costante la distanza assiale statore-rotore. La prima parte dell'analisi sarà incentrata sullo studio di alcune grandezze fisiche mediate nel tempo. Successivamente si studierà come tali grandezze evolvono nei vari istanti di

tempo successivi, confrontando anche il coefficiente di pressione totale relativa C_{ptR} e la deviazione δ ; infine si dedicherà l'ultima parte dello studio della turbolenza sulla base dell'RMSP.

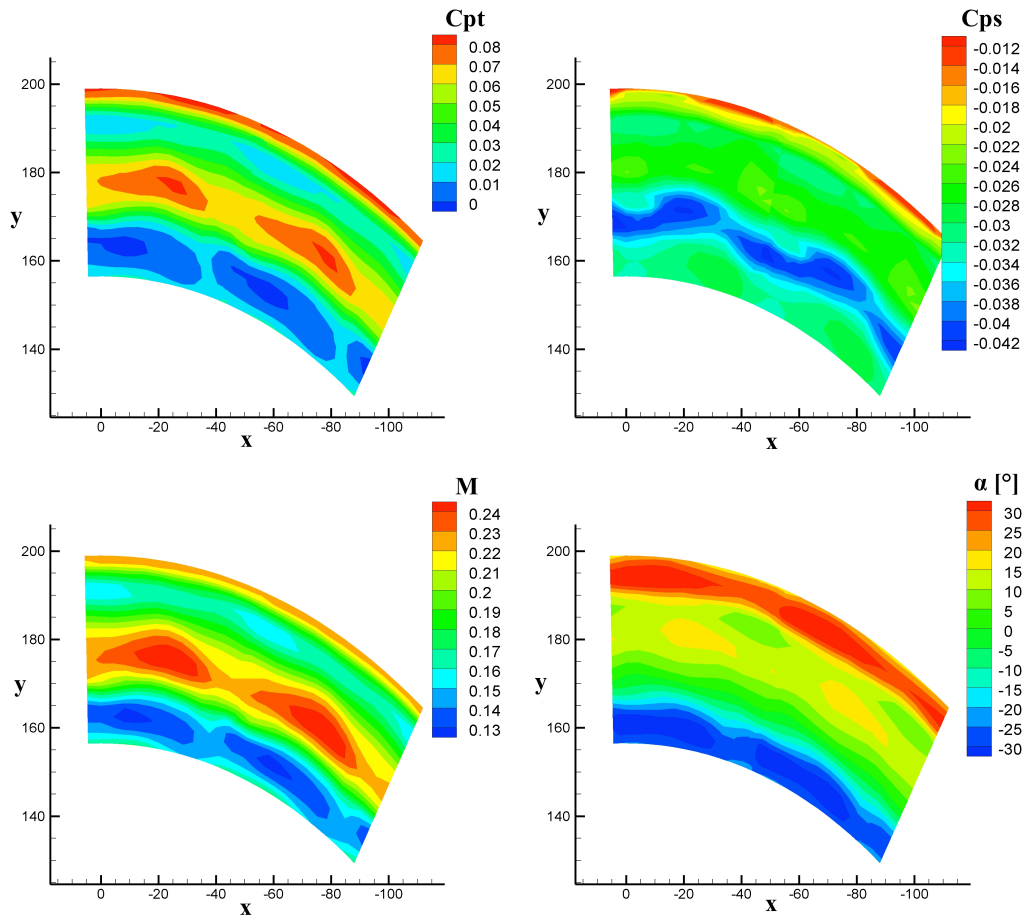


Figura 5.29: Flusso medio a valle rotore, condizione operativa OP3: coefficiente di perdita di pressione totale (C_{pt}) e statica (C_{ps}), numero di Mach (M) e angolo di yaw (α)

5.5.1 Flusso medio a valle rotore nel sistema assoluto (OP3) ricostruito sul passo di statore

Dai valori istantanei delle grandezze acquisiti dalla sonda è possibile ricavare i profili in funzione del raggio per media aritmetica dei dati istazionari. È da sottolineare che la *FRAPP* può essere utilizzata anche come una sonda pneumatica, ignorando la ricostruzione in fase e calcolando direttamente i dati medi come media aritmetica del segnale acquisito. Tuttavia la media ottenuta non è paragonabile con quella di una sonda pneumatica, poichè non deriva da un filtraggio analogico (acustico), ma dall'operazione di media. Con l'operazione di

media effettuata, nelle mappe di andamento delle grandezze ottenute non si ritrovano le strutture dipendenti dal rotore, in quanto vengono annullate proprio dal processo di media. Queste strutture saranno altresì presenti negli snapshot fatti a istanti successivi che si vedranno nel prossimo paragrafo. In Figura 5.29 si riportano i frame dei coefficienti di pressione totale e statica (C_{pt} e C_{ps}), il numero di Mach (M) e l'angolo di yaw (α). I coefficienti di pressione sono definiti nel seguente modo:

$$C_{pt} = \frac{P_T - P_{SV}}{P_{TM} - P_{SV}}$$

$$C_{ps} = \frac{P_S - P_{SV}}{P_{TM} - P_{SV}}$$

dove P_T e P_S sono rispettivamente la pressione totale e statica misurate dalla sonda mentre P_{TM} e P_{SV} sono le pressioni totali a monte e statica a valle di riferimento misurate sull'impianto.

In maniera rigorosa lo scambio di lavoro può essere valutato solo osservando la variazione di entalpia a cavallo della schiera, ovvero nell'ipotesi di fluido ideale, la variazione della temperatura totale. La pressione totale del fluido attraverso il canale rotorico invece può variare sia a seguito dell'estrazione di lavoro che a seguito delle perdite. Assumendo che la variazione di pressione totale dovuta all'estrazione di lavoro sia preponderante rispetto a quella dovuta alla perdita, il C_{pt} può essere usato per studiare qual è l'andamento dello scambio di lavoro lungo l'altezza di pala: dove la variazione di pressione totale è maggiore significa che il fluido è ancora dotato di elevata energia, e quindi il lavoro estratto è minore. Questo si osserva infatti al tip dove la presenza del trafileamento fa sì che il fluido in quella zona non interagisca con il rotore. Esiste però un'altra regione in pressione, la quale occupa la fascia intorno alla mezzeria del canale. Confrontando l'andamento di C_{pt} con quello del C_{ps} non si riscontra in tale zona un'aumento di quest'ultima grandezza, indice della presenza di un aumento locale della velocità. Ipotesi verificata dal numero di Mach, il quale ha i picchi massimi proprio laddove la pressione totale è maggiore (0.22 al tip e 0.24 al midspan) mentre presenta valori intorno a 0.15 laddove la pressione totale è simile a quella statica. Bisogna far notare che comunque il valore di pressione statica si mantiene praticamente costante e circa uguale a quella ambiente e che quindi il gradiente sull'altezza di pala è limitato. Infine osservando l'andamento dell'angolo in uscita del flusso assoluto, si nota come esso sia maggiormente tangenziale al tip e concorde con la velocità di rotazione del rotore (con angoli anche superiori a 30°), mentre diviene più assiale verso la mezzeria fino a diventare negativo in prossimità della cassa inferiore, in cui si ha il maggior scambio di lavoro. Il motivo dell'*underturning* al tip è dovuto principalmente a

due cause: il minor modulo della velocità relativa dovuto alla presenza dello strato limite e la nascita del vortice di trafileamento dal PS al SS. Combinando questi effetti con la velocità periferica, la quale è indipendente dalla fluidodinamica del sistema, si ottiene una velocità assoluta tangenziale concorde con il verso di rotazione della macchina. Al contrario, all'hub la presenza di un vortice di passaggio antiorario crea un cross flow in direzione opposta a quella di rotazione. Questo in aggiunta alla grande deflessione imposta dalla pala, causa un *overturning* così marcato ($\alpha = -30^\circ$). Si ricorda che le mappe sono riferite nel sistema assoluto e perciò la presenza di un'evidente disuniformità circonferenziale è dovuta alle strutture di statore che permangono a valle rotore.

5.5.2 Evoluzione del flusso medio (OP3) ricostruito sul passo di rotore

In questo paragrafo si discuterà l'andamento di due grandezze al variare del tempo, in particolare il coefficiente di pressione totale relativa (C_{ptR}) e la deviazione (δ). Prima però si vuole porre l'attenzione su come la struttura media del flusso si mantenga pressochè inalterata, caratterizzata da una regione di flusso pseudo isoentropico, una di scia e una di flussi secondari. Nella Figura 5.30 sono riportate oltre alle grandezze sopra citate, anche le seguenti: coefficiente di pressione statica (C_{ps}), angolo di yaw (α), coefficiente di pressione totale (C_{pt}), numero di Mach (M). Trattandosi di risultati a valle di un rotore, ove vi è estrazione di lavoro, la pressione totale nel sistema assoluto non si conserva. Per questo motivo si definisce la pressione totale relativa P_{TR} attraverso la pressione statica e il numero di Mach nel sistema di riferimento solidale col rotore. A questo punto, il coefficiente di pressione totale relativa si esprime come:

$$C_{ptR} = \frac{P_{TR} - P_{SV}}{P_{TM} - P_{SV}}$$

Il C_{ptR} è un parametro importante per lo studio delle strutture secondarie e delle scie, e quindi delle perdite a valle del rotore. Sempre con riferimento alla Figura 5.30 si osserva una scia molto sviluppata e caratterizzata da una estesa zona di bassa pressione (indicata dall'area verde). Tuttavia questo non è del tutto vero dal momento che lo spessore reale di scia è minore poichè muovendo lo statore in direzione circonferenziale, è come se simulassimo un movimento in tale direzione della sonda in senso opposto (concorde alla rotazione del rotore). La stessa cosa accade anche per il flusso pseudo isoentropico. Quindi quello che la sonda vede è la proiezione dello spessore di scia in direzione tangenziale, che ovviamente sarà più grande dello spessore reale e di conseguenza la sezione di flusso pseudo isoentropico sarà migliore rispetto a quella misurata. Nella parte alta del canale si nota una regione di bassa pressione totale relativa in prossimità del trailing edge della pala (regione blu in figura).

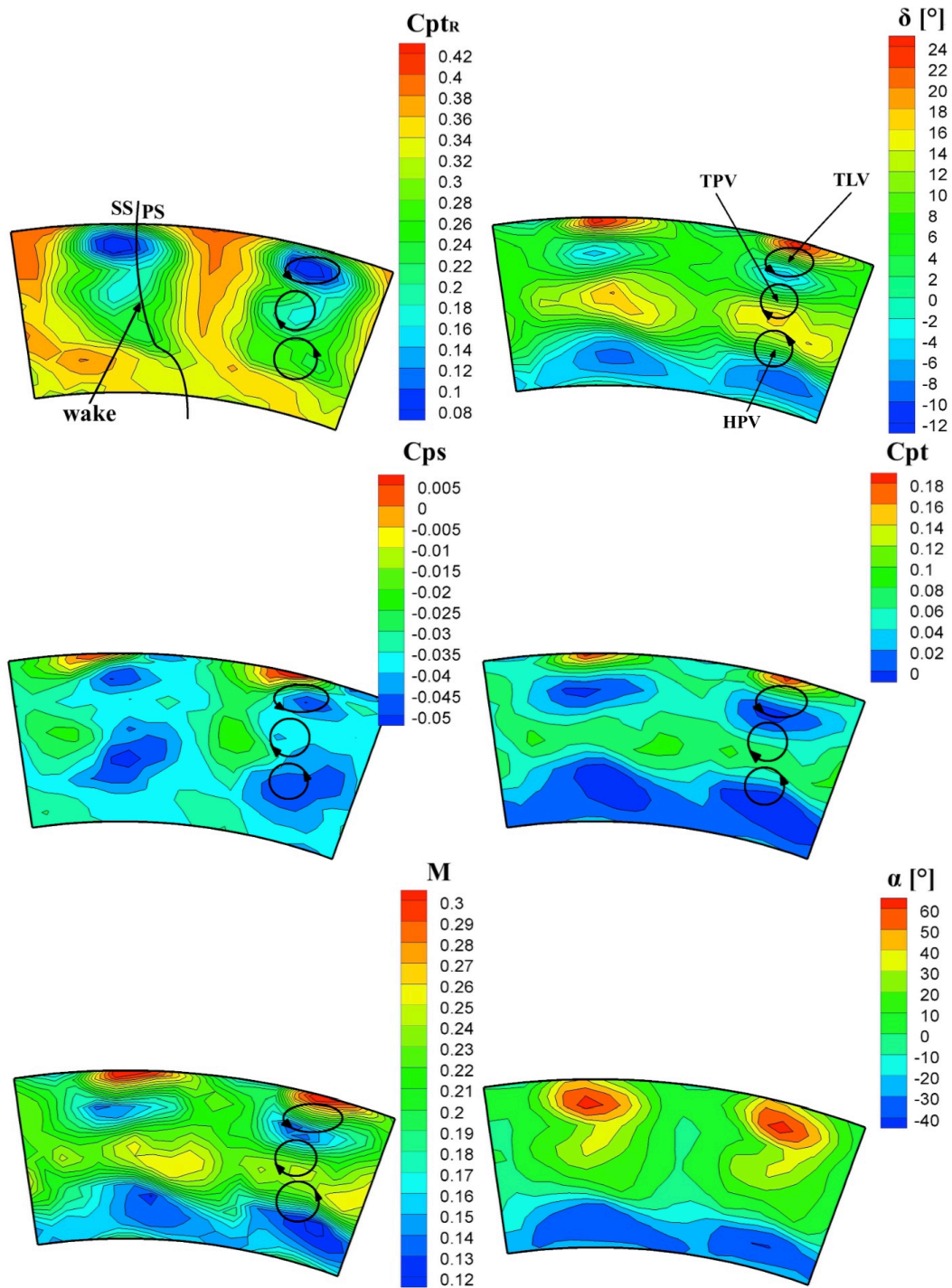


Figura 5.30: Rappresentazione a valle rotore in un istante di tempo di: coefficiente di pressione totale relativa (C_{ptr}), totale (C_{pt}) e statica (C_{ps}), deviazione (δ), numero di Mach (M) e angolo di yaw (α). Condizione operativa OP3

Questa regione a basso C_{pT_R} è confinata vicino al *casing* dalla forza di Coriolis³ che nelle macchine assiali giace su un piano perpendicolare al *blade-to-blade* diretta verso l'esterno e in questo caso, a causa della limitata altezza di pala, l'effetto è ancora più marcato. Ciò la rende una regione di perdita. Nello *snapshot* è riportato l'andamento approssimativo della scia del rotore tracciata con una linea nera. All'apice la vasta regione di perdite è dovuta al trafileamento; la zona sottostante tra 30% e 80% dell'altezza di pala è occupata dai vortici di passaggio; nella restante parte vicino alla base non si notano delle strutture vorticose.

Per quanto riguarda i flussi secondari, essi vengono individuati nel grafico del C_{pT_R} utilizzando il modello di Rankine descritto nel Paragrafo 5.3 e la loro effettiva presenza viene verificata osservando l'andamento della deviazione. In particolare dal grafico della pressione totale relativa si possono individuare almeno tre strutture secondarie. Una di esse è l'HPV che si trova a circa 40% di altezza di pala e rotante in senso antiorario: esso si trova in una posizione più rialzata rispetto all'hub a causa della forza di Coriolis presente in una schiera rotorica (a differenza di quanto avviene nello statore fisso). L'altro vortice di passaggio al tip (TPV) lo si trova appena sopra all'HPV rotante in senso orario. Queste due strutture si incontrano verso la mezzzeria e nel punto di incontro hanno un verso di rotazione uguale e concorde al senso di rotazione della macchina, deviando quindi il flusso relativo in direzione assiale e generando *underturning* (zona gialla/arancione nella figura del δ). L'HPV genera nella parte inferiore del canale *overturning* dal momento che spinge il flusso relativo in direzione più tangenziale, verso il suction side della pala adiacente (zona azzurra in figura). L'ultimo vortice rappresentato nel frame del δ rappresenta il *tip leakage vortex* (TLV), causato dal trafileamento al tip della pala. Esso oltre a spingere verso il basso il TPV è causa anche di *overturning* nella parte alta del canale. La limitata altezza di pala, l'effetto di spinta del grande TLV sul TPV verso la mezzzeria e l'azione della forza di Coriolis, fanno sì che i vortici di passaggio si incontrino più o meno in corrispondenza del midspan. Per questo motivo non è possibile riscontrare traccia alcuna dei *shed vortex* accanto ai vortici di passaggio: dovrebbero apparire infatti nell'intervallo tra HPV e TPV, che in questo caso è una regione di piccole dimensioni. È da notare che il nucleo del vortice TLV è centrato nella zona a minima pressione totale relativa e statica, mentre nella parte superiore è rilevata la pressione statica massima. L'*overturning* alla base è influenzato anche dalla minore velocità periferica e dalla presenza dello svergolamento delle pale: all'hub è imposta una maggiore deflessione rispetto all'apice. La maggiore velocità periferica al tip unita al trafileamento dal PS al SS

³ L'accelerazione di Coriolis ha la seguente espressione: $2\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{W}$, dove $\boldsymbol{\omega}$ è il vettore velocità angolare e \mathbf{W} il vettore velocità relativa. In una macchina assiale questa accelerazione genera una forza perpendicolare al piano *blade-to-blade* che sposta le strutture a bassa quantità di moto verso l'esterno.

fa sì che ci sia un forte *underturning* (zona rossa al tip del grafico del δ). Questo provoca una diminuzione del lavoro estratto compatibilmente con il grafico della pressione totale.

La zona di bassa pressione statica riscontrabile nella parte immediatamente inferiore al midspan dello *snapshot* del Cps messa in confronto con la stessa zona del Cpt_R, rivela che la velocità relativa in quel punto deve necessariamente essere elevata, come si può verificare dalla figura della deviazione δ in cui è stato riportato il cerchio rotante in senso antiorario, rappresentante il vortice di passaggio all'hub HPV. La deviazione è la differenza tra l'angolo geometrico imposto dalla pala e l'angolo effettivo del flusso in uscita dalla schiera. Quando il flusso è deflesso meno rispetto la direzione geometrica imposta dalla pala si tratta di *underturning* ($\delta > 0$) e il lavoro estratto è minore; viceversa si parla di *overturning* ($\delta < 0$). Questo è illustrato nella Figura 5.31.

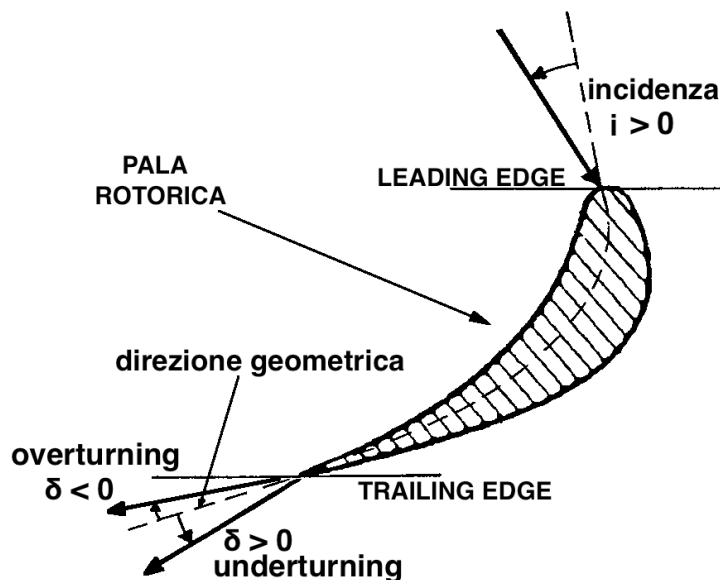


Figura 5.31: Deviazione del flusso in uscita rotore, spiegazione convenzioni usate con la sonda FRAPP

Osservando lo *snapshot* del Cpt si possono notare delle zone di alta pressione totale poco sopra a quelle di bassa pressione (zona rossa e blu rispettivamente). Ciò è dovuto al fatto che in quella zona è presente un gioco al tip della pala che causa trafilamento e quindi il flusso non partecipa allo scambio di lavoro, e quindi il Δp a cavallo del rotore in quella zona varia molto poco. Circa all'80% dell'altezza di pala il Cpt è basso a causa sia delle perdite per interazione tra i vortici TLV e TPV che per maggior lavoro effettuato dalla palettatura, ed evidenziato anche da un *overturning* ($\delta < 0$) ovvero una maggior velocità tangenziale.

L'andamento del Mach assoluto è deducibile da altre grandezze nel sistema di riferimento corrispondente, ovvero δ e Cpt. Come si può vedere in figura la velocità assoluta è minore proprio in corrispondenza delle regione di pressione totale minima, ovvero in presenza di vortici e quindi perdite massime.

L'angolo α presenta tre zone distinte: vicino al tip si riscontra un grande angolo α proprio dove la pressione è bassa e dove c'è un forte *underturning*. Il diagramma dello α e del δ non sono molto diversi, infatti dove il valore di deviazione è elevato il flusso assoluto esce con un'angolazione concorde al verso di rotazione della macchina ($\alpha > 0$) e quindi il lavoro estratto sarà minore; viceversa quello che succede nella parte bassa del canale è che il valore di α è negativo, dal momento che anche δ in quella zona è fortemente negativo, oltre al fatto che la pala ha elevata deflessione⁴.

Un'ulteriore osservazione da fare è che il diagramma della deviazione e quello della pressione assoluta totale (e quindi il Cpt) sono del tutto comparabili, e quindi quest'ultima è anche simile all'andamento del Mach assoluto. Il massimo gradiente del Cpt è localizzato nei nuclei dei vortici come è messo in evidenza dai cerchi tracciati sul diagramma (in cui c'è maggior densità delle isolinee). In prossimità del *casing* (sopra il 90% dello span) il flusso è dotato ancora di elevata energia. Questo è dovuto ancora una volta al fatto che, scavalcando la pala attraverso il gioco, il fluido non faccia lavoro, quindi in questa regione poichè il lavoro scambiato è pressochè nullo la pala risulta più scarica e il flusso più tangenziale concorde al verso di rotazione. L'unione tra l'elevata pressione statica dovuta alla minore espansione in questa regione e l'elevata velocità fanno sì che in questa zona ci sia un valore maggiore di pressione totale. Continuando ad osservare il fotogramma del Cpt si osserva che la rimanente parte del canale è caratterizzata da minori variazioni e altre due zone distinte di Cpt basso si trovano a circa la metà del passo. Esse sono da collegare alla presenza dei vortici sopra descritti localizzati nelle zone di *overturning*: il valore di Mach è più basso.

In conclusione, le regioni di pressione totale minima sono più estese di quelle in presenza di *overturning*. Un'analisi più dettagliata rivela come un valore basso di Cpt sia riscontrabile in corrispondenza di alti gradienti di α : la riduzione di energia meccanica in queste zone è collegata soprattutto al processo di dissipazione turbolenta agente nel sistema assoluto. Siccome le leggi che regolano la generazione delle perdite devono essere le stesse nel moto assoluto e relativo, allora l'osservazione fatta per le perdite sul sistema assoluto deve valere anche per il sistema relativo.

⁴ La pala rotorica è a disegno tridimensionale ottenuto tramite la tecnica del *bowing*: lo scopo è di ridurre il carico nella sezione all'apice di pala a favore di una minore perdita per trafileamento.

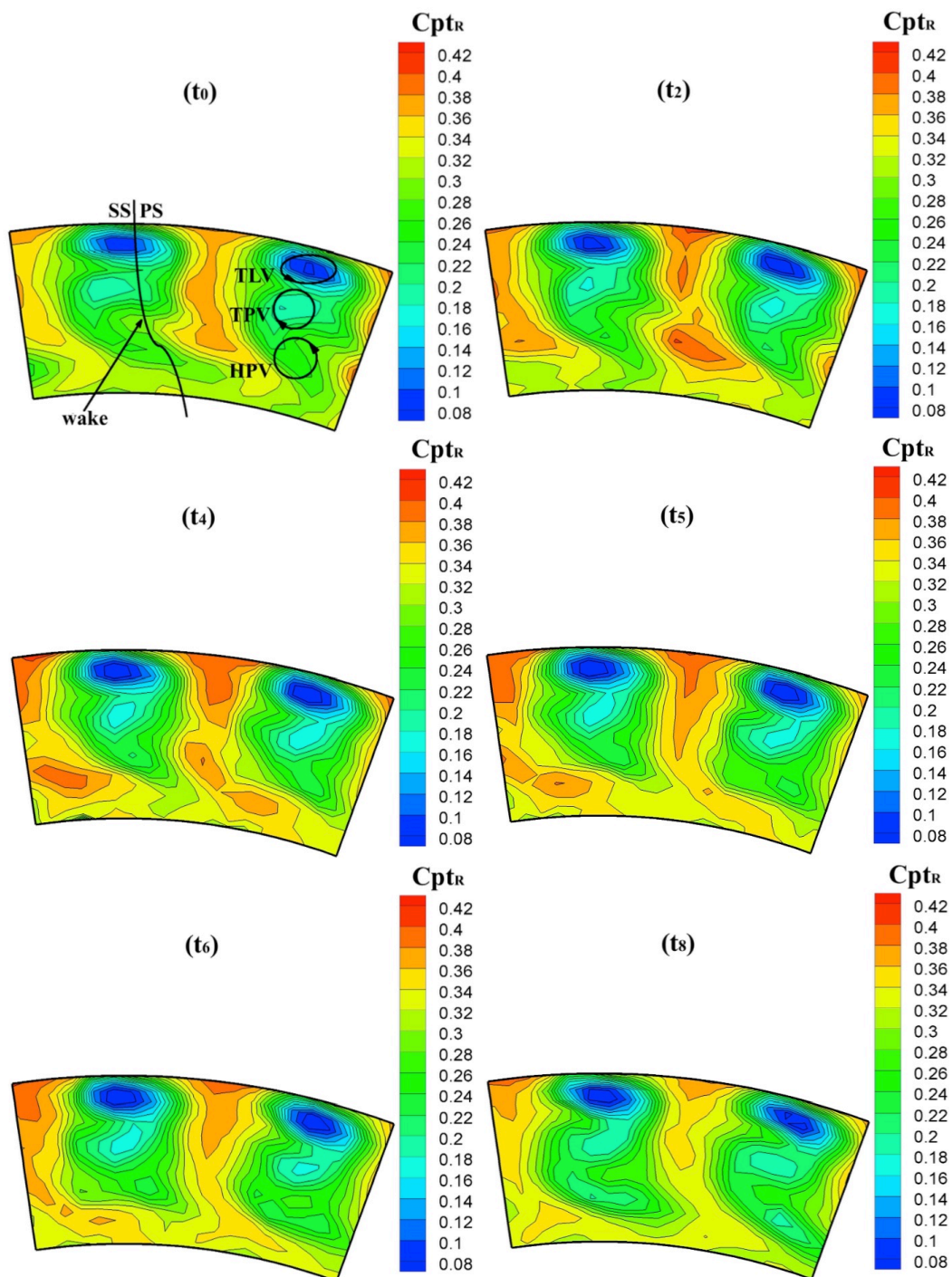


Figura 5.32: Evoluzione della pressione totale relativa espressa tramite il coefficiente C_{ptr} in sei istanti di tempo (condizione operativa OP3)

5.5.3 Evoluzione del flusso in diversi istanti di tempo (OP3)

Ora verranno confrontati i frame di C_{ptR} e di δ a diversi istanti di tempo, scegliendo quelli più significativi tra gli undici in cui si è diviso il tempo passaggio pala (ordinati in ordine crescente da t_0 a t_{10}). Si sono scelti il C_{ptR} e il δ perchè sono rispettivamente una grandezza e un'unità cinematica espresse nel campo relativo e quindi ideali per poter capire come il flusso evolve nella schiera rotante. In seguito si riportano anche quattro istanti dell'evoluzione del numero di Mach relativo (Mr).

Come si può notare dai diversi frame in Figura 5.32, il campo di moto visto dalla sonda varia di molto. Infatti si nota un'evidente pulsazione della zona di scia (e quindi della perdita) dovuta al fatto che il taglio operato sulla scia statorica dal rotore è un fenomeno intermittente. Il fenomeno è reso più complesso dal fatto che il numero di pale rotoriche non coincida con quelle statoriche. Questo provoca un fenomeno pulsante che coinvolge più canali palari, rotante rispetto al rotore. Come è evidenziato in Figura 5.33 esistono quindi tre macro zone costituite dagli 8 ai 9 canali rotorici (siccome il rapporto tra pale statoriche e rotoriche è circa 0.9) in cui si individua in esse il fenomeno pulsante localizzato vicino alla cassa inferiore.

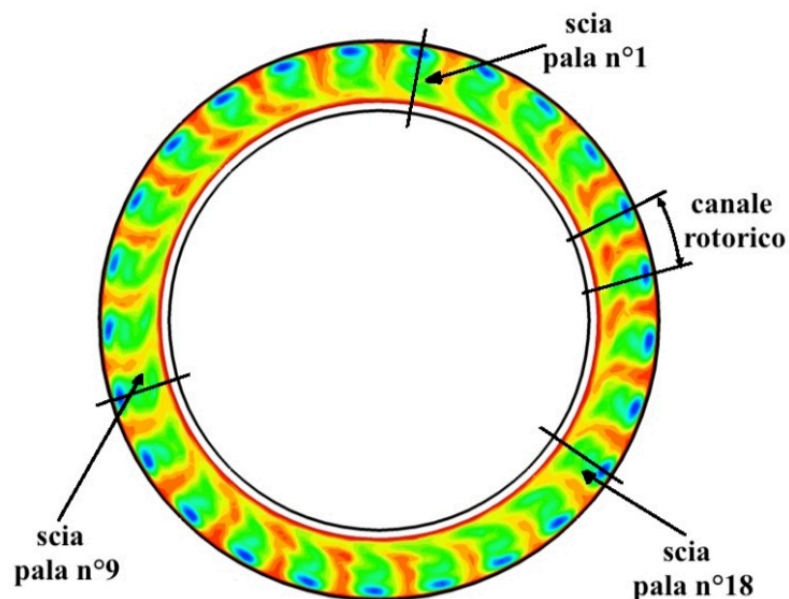


Figura 5.33: Fotogramma dell'intero canale a valle della schiera di rotore

Le zone a bassa pressione totale relativa all'80% dello span rimangono pressochè invariate nel tempo, a sottolineare la dominanza degli effetti del rotore (trafilamento). La differenza nel campo di moto del frame del C_{ptR} è evidente: la regione a bassa pressione totale relativa infatti appare più allungata verso la cassa interna a partire dal frame al tempo t_0 , per poi ritornare ad essere più contenuta

negli altri istanti successivi (da t_5), facendo sì che la zona di flusso pseudo isentropico (*free stream*) sia maggiormente sviluppata. In particolare è interessante notare come al tempo t_2 proprio nella regione ad alto C_{ptR} siano presenti dei gradienti di pressione relativa, uno al di sopra della mezzeria e l'altro al di sotto di essa. Tali differenze di pressione sono rappresentative di uno scambio di lavoro irregolare lungo l'altezza di pala, come del resto possiamo dedurre dal trend della deviazione corrispondente.

L'andamento del Mach relativo è rappresentato nelle mappe in Figura 5.34. Esso è molto simile a quello del C_{ptR} : infatti le due grandezze sono legate tra di loro dalla pressione statica che è invariante al cambiamento del sistema di riferimento. In scia quest'ultima si mantiene alta dal momento che le dissipazioni generate dal mescolamento dei due flussi provenienti dal SS e dal PS della pala causano un abbassamento della pressione totale, dando come conseguenza un basso numero di Mach, il quale è invece più alto nella regione di *free stream*.

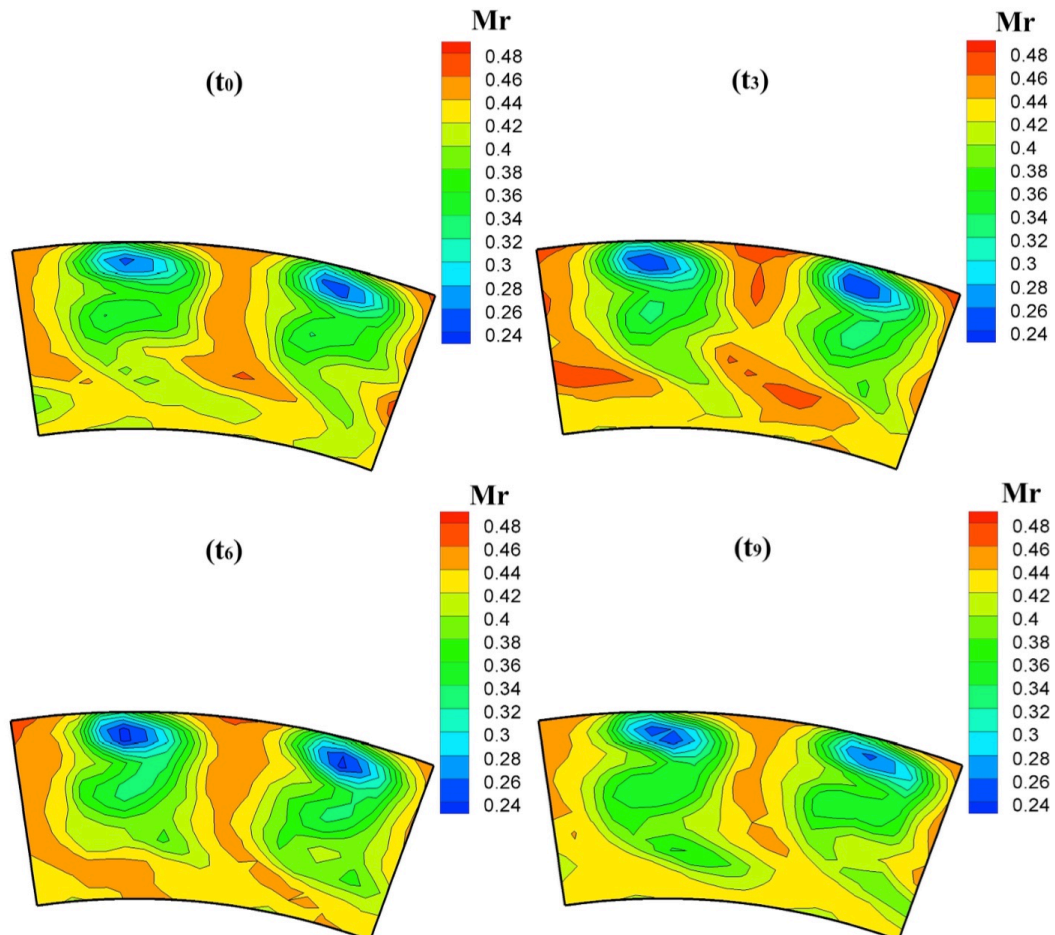


Figura 5.34: Evoluzione del numero di Mach relativo in quattro istanti di tempo (condizione operativa OP3)

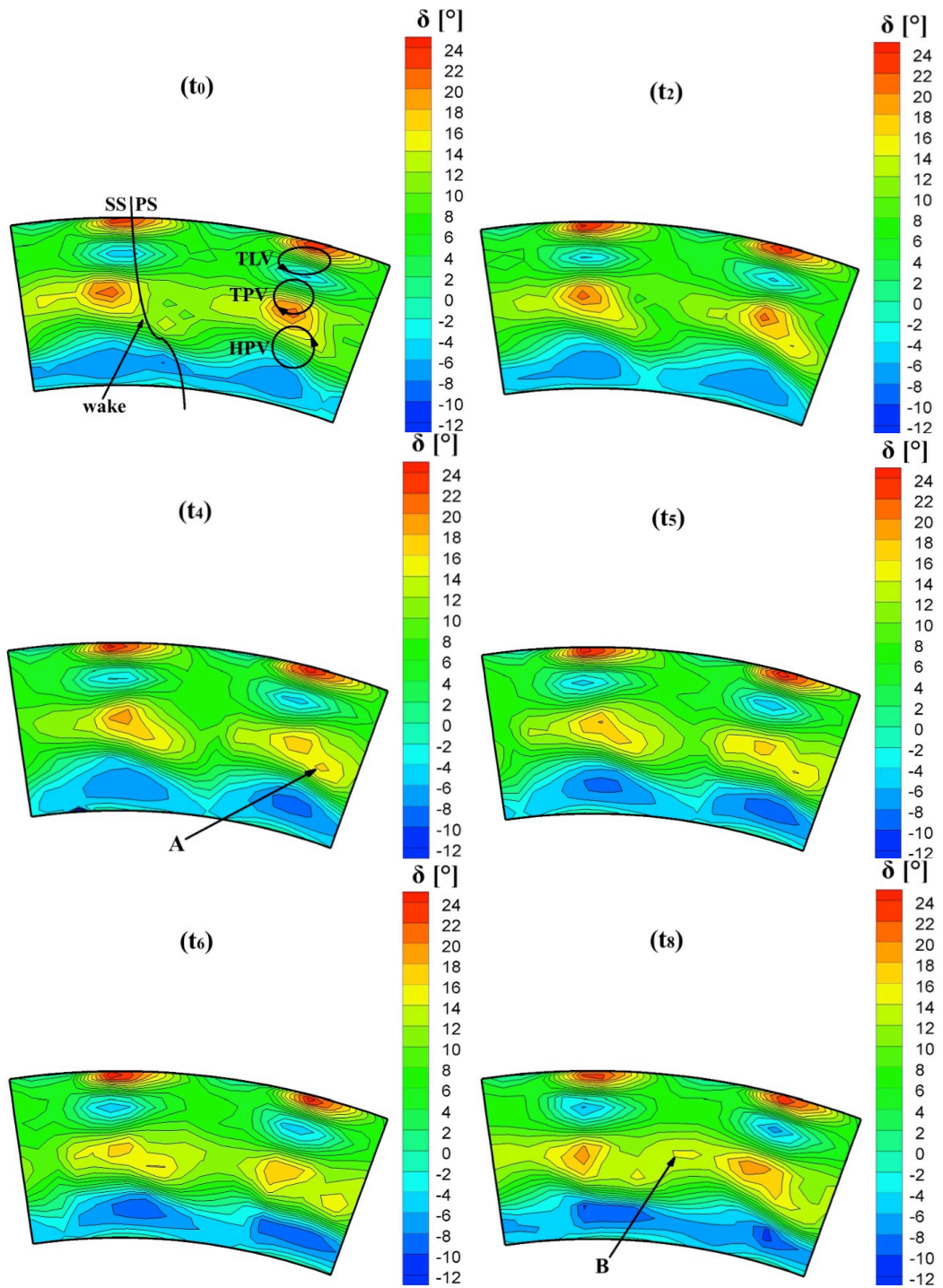


Figura 5.35: Evoluzione della deviazione del flusso in uscita dal rotore in sei istanti di tempo (condizione operativa OP3)

Nella sequenza di fotogrammi riguardanti il δ riportati in Figura 5.35 si nota una variazione progressiva della posizione e dell'entità dei vortici di passaggio, soprattutto per quanto riguarda l'HPV che passando da t_0 a t_5 ha un andamento oscillante sia in posizione che in intensità (lo si vede dalla vicinanza delle linee iso- δ). Durante gli istanti t_4 , t_5 e t_6 si ha una diminuzione di *underturning* e un aumento di *overturning* nella parte sottostante il midspan. Corrispondentemente la zona di *underturning* si allarga verso la mezzeria. Nell'istante di tempo t_8 si nota un allargamento della regione del δ sottostante la mezzeria.

A questo punto si possono discutere le variazioni del C_{ptR} , le quali sono dovute alle strutture del flusso a bassa pressione totale che entra nella schiera rotorica: queste sono le scie delle pale statoriche che, una volta attraversato il canale rotorico, si miscelano con la scia prodotta dal rotore con evidente riduzione della zona di flusso pseudo isoentropico. Questo è rappresentato in Figura 5.36 in tre istanti di tempo successivi dove i vortici di statore sono indicati con *SS leg* e *PS leg* e hanno verso di rotazione tra di loro opposto. Interagendo ad esempio con l'HPV danno origine a delle componenti di velocità opposte alla direzione assiale del flusso e la somma vettoriale tra le due è minore della velocità principale. La rotazione del vortice fa sì che le zone di *underturning* siano anche quelle ad alta velocità assiale, in particolare il TLV.

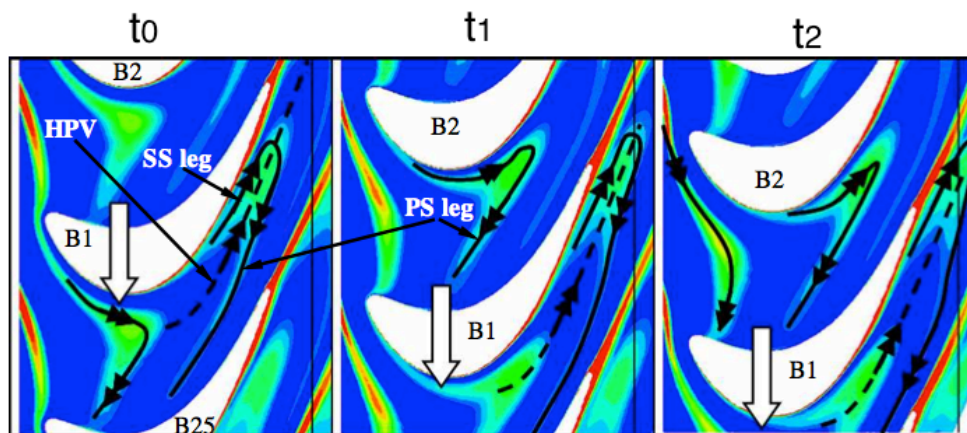


Figura 5.36: Evoluzione dei vortici all'interno del rotore (mappa ricavata con la CFD)

All'istante t_4 si nota la nascita di un piccolo vortice sviluppato vicino alle strutture persistenti (indicato dalla lettera A nello *snapshot*). Questo processo continua fino alla formazione di una seconda regione di *underturning* nella parte centrale del canale (istante t_6). Successivamente queste due regioni tendono a coalescere fino a riformare un'unica regione di *underturning* all'istante t_8 (indicata con la lettera B).

5.5.4 Valutazione della turbolenza (OP3)

In Figura 5.37 è riportata l'evoluzione del RMSP. Esso rappresenta il valore quadratico medio della pressione totale, parametro fondamentale nell'analisi del flusso. L'RMS (*Root Mean Square*) di una grandezza è un parametro indicativo della sua fluttuazione: maggiore è il suo valore, più grande sarà la variazione di tale grandezza.

Ad esempio, quando si mediano nel tempo e nello spazio le equazioni di Navier-Stokes, si scrive ogni grandezza come la somma di una componente media e di una componente fluttuante, che esprime in pratica la turbolenza. L'RMS non fa altro che esprimere la grandezza di questa componente fluttuante, ovvero l'entità del suo scostamento rispetto alla parte media.

Stando al modello del trasporto (cfr. Figura 5.36), il flusso a bassa pressione relativa entrante nel rotore dovrebbe muoversi verso il SS della pala grazie al campo potenziale del rotore. Durante il loro spostamento all'interno del canale rotorico le strutture a bassa pressione sono curvate e schiacciate dal campo di pressione statica e tagliate dal leading edge delle pale di rotore. Nel caso di una scia entrante nel canale rotorico la minore velocità assoluta da vita a una velocità diretta verso il SS del rotore. Fenomeni simili interessano il trasporto dei flussi secondari all'interno dello statore: quando il tubo vorticoso uscente dalla scia dello statore ed entrante nel canale rotorico viene fortemente deflesso al suo interno, viene riorientato fino a formare due vortici controrotanti: quello vicino al SS mantiene invariato il senso di rotazione, l'altro invece subisce una tale distorsione fino ad invertire il senso di rotazione. Queste strutture vorticose controrotanti vengono rilasciate in modo intermittente a causa dell'azione di taglio operata dal rotore. La mappa del RMSP deve perciò mostrare delle tracce di queste strutture dovute all'interazione statore-rotore a valle di quest'ultimo, se esistono. Osservando perciò l'andamento del RMSP si nota come le regioni vorticose siano concentrate sul SS su tutta l'altezza di pala, ovvero nella zona palare più scarica, mentre sul PS queste strutture siano meno evidenti in quanto risentono della pressione mediamente maggiore. Mettendo a confronto l'RMSP con il grafico del C_{ptR} (Figura 5.38) si nota come nella regione di flusso indisturbato (ovvero dove si ha il C_{ptR} più alto) vi sia minima fluttuazione e quindi il flusso risulti praticamente stazionario. D'altro canto nella regione appartenente al SS dove il coefficiente di pressione totale relativa è minore si riscontra un valore elevato di RMS il che potrebbe significare che sono presenti delle strutture vorticose dovute allo statore. In ultima analisi il valore di fluttuazioni registrato in uscita dal rotore non è trascurabile, quindi nonostante le misure siano state effettuate in condizioni di massimo gap assiale tra statore e rotore, tale distanza non è sufficiente a eliminare queste instabilità.

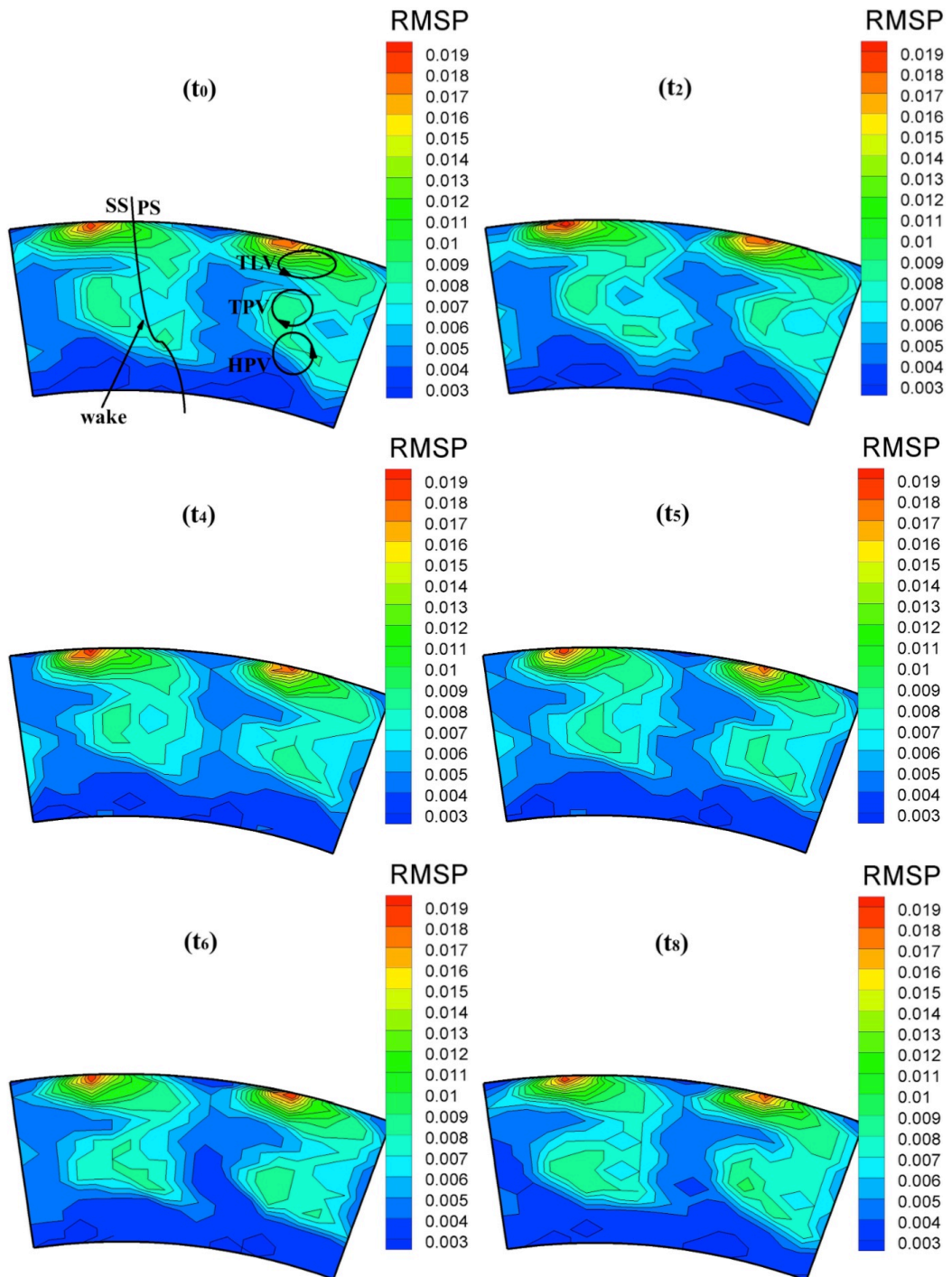


Figura 5.37: Evoluzione del valore quadratico medio della pressione del flusso in uscita dal rotore in sei istanti di tempo (condizione operativa OP3)

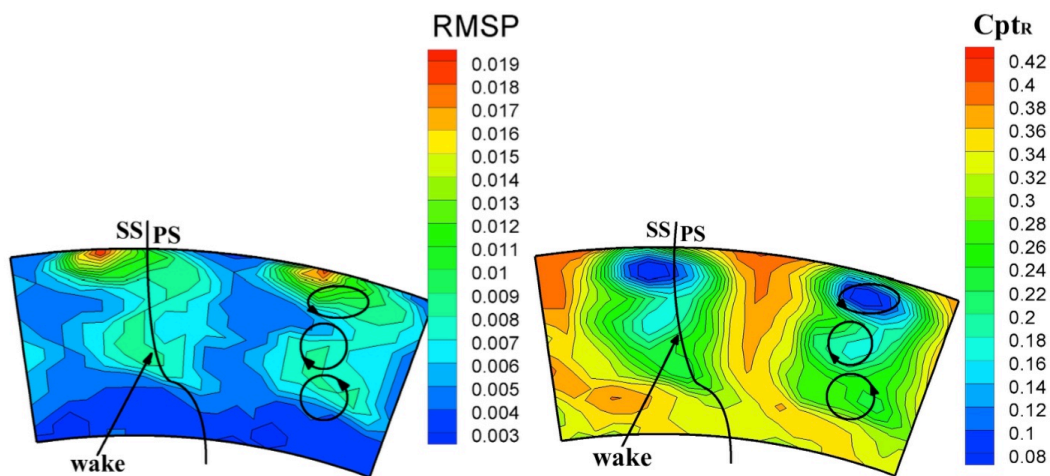


Figura 5.38: Confronto tra $RMSp$ e C_{ptR} all'istante t_5 del flusso in uscita dal rotore

5.5.5 Considerazioni in OP2

Si presentano ora i risultati ottenuti nella seconda condizione operativa (9000 rpm turbina). Avendo già analizzato con precisione gli aspetti principali del flusso in OP3, per quanto riguarda l'OP2 si cercherà di notare se esiste qualche differenza sostanziale. In Figura 5.39 è riportato il flusso medio ricostruito sul passo di statore per le grandezze scelte precedentemente per la caratterizzazione.

Nelle mappe dei coefficienti di pressione statica e totale non si riscontrano importanti differenze con quelle viste in OP3. La fascia di bassa pressione statica che interessa la zona sottostante il midspan è sempre presente, pur essendo di minore intensità, e ad essa corrispondono i valori massimi di pressione totale e quindi di numero di Mach. Confrontando invece il grafico dell'angolo di yaw rispetto a quello in OP3 l'unico cambiamento di rilievo riguarda la diminuzione di *overturning* all'hub (da -30° a -20° circa), il quale però interessa una porzione maggiore dell'altezza di pala (fino a 30%). Si deduce quindi che gli angoli del flusso nel piano *blade-to-blade* rimangono più o meno simili. Il numero di Mach assoluto nelle due OP ha gli stessi andamenti, ma ovviamente i valori cambiano. In particolare in OP2 si hanno i picchi in corrispondenza dei valori massimi di pressione totale intorno a 0.3 (rispetto a 0.24) e minimi di 0.18 (rispetto a 0.12). Nella metà inferiore del canale il valore massimo di Mach raggiunto è maggiore a causa della combinazione tra la diminuzione in valore assoluto dell'angolo δ e l'aumento di velocità di rotazione. È da notare che è sempre presente una variazione circonferenziale delle grandezze, seppur minore, sinonimo che anche in OP2 le strutture di statore si ripresentano a valle della macchina.

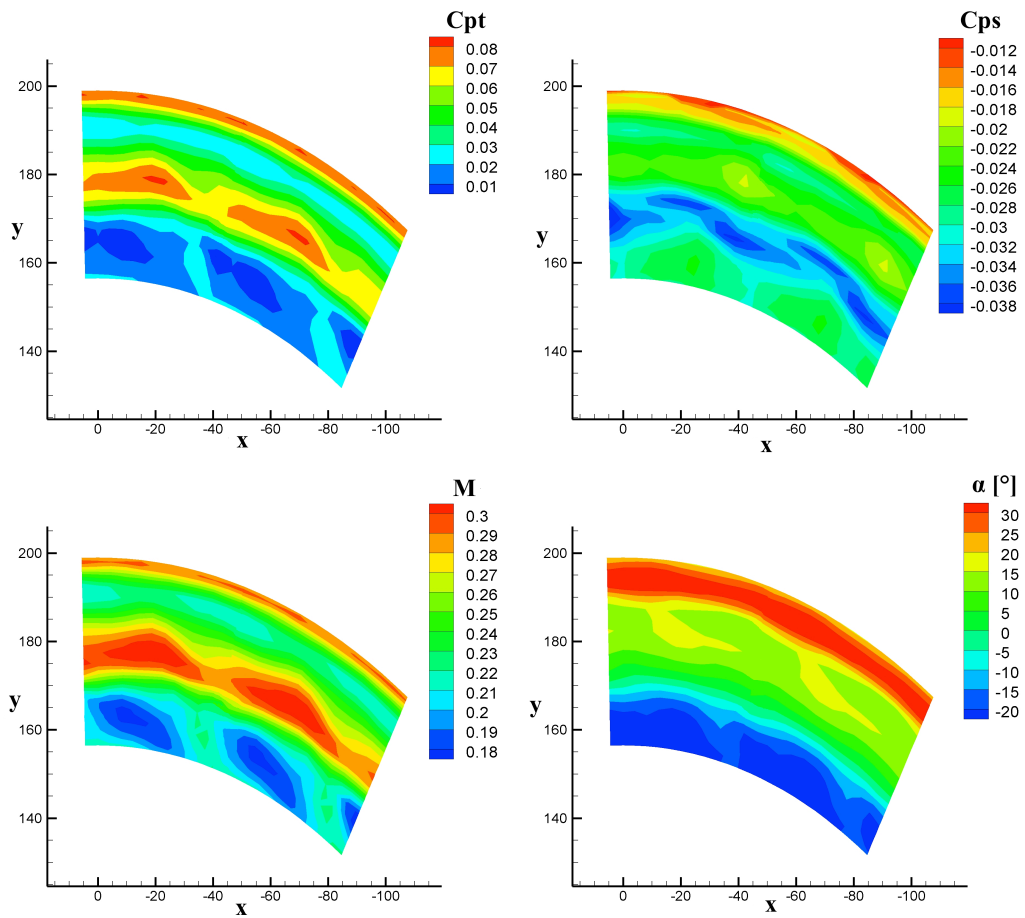


Figura 5.39: Flusso medio a valle rotore, condizione operativa OP2: coefficiente di perdita di pressione totale (C_{pt}) e statica (C_{ps}), numero di Mach (M) e angolo di yaw (α)

Dai fotogrammi dell'RMSP riportati in Figura 5.40 si deduce che la pressione del flusso nella parte prossima alla cassa inferiore (sotto il 20% del canale) subisce poche variazioni e quindi si riduce anche la turbolenza a valle rotore. Mettendo a confronto con la stessa scala di rappresentazione due *snapshot* nelle due condizioni operative OP2 e OP3 (Figura 5.41), si nota una maggiore uniformità dell'RMSP e un valore globalmente più alto. Questo indica come aumentando la velocità della macchina ci si avvicina alle condizioni nominali di progetto, infatti a valle del rotore è minore l'influenza dello statore.

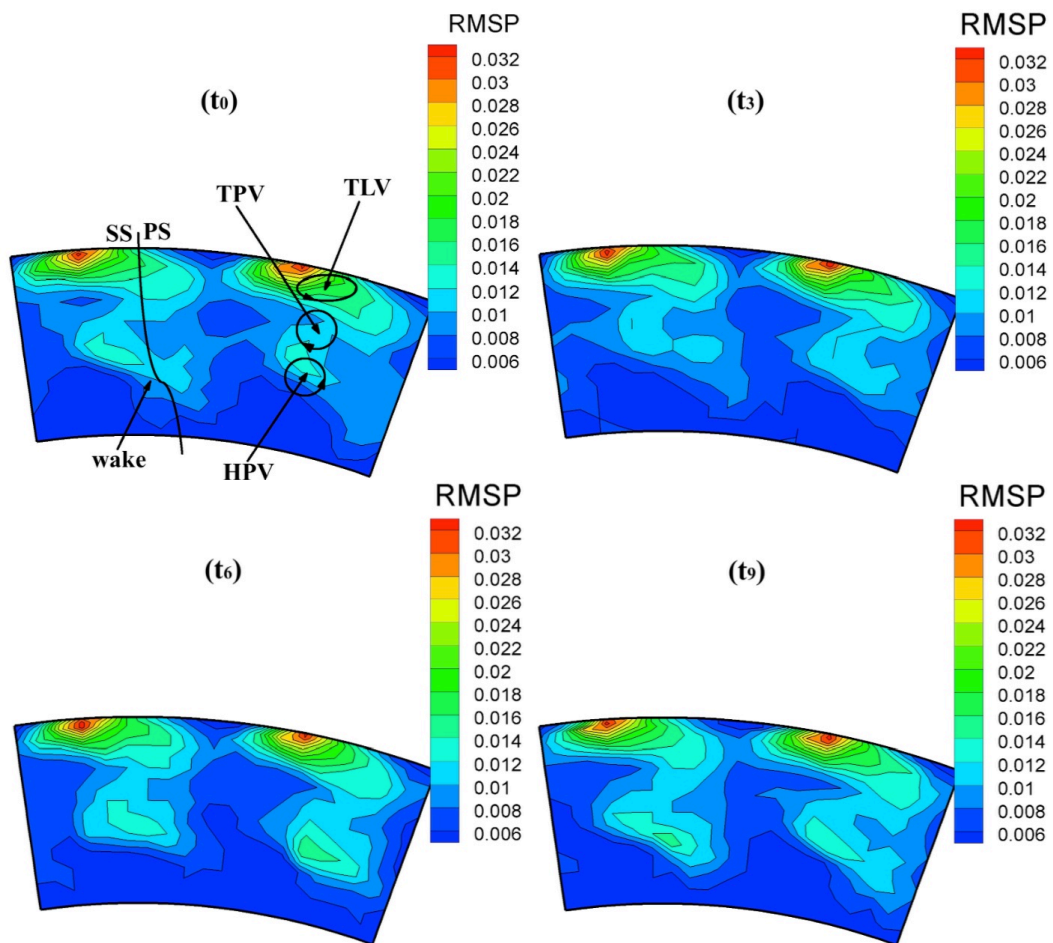


Figura 5.40: Evoluzione del valore quadratico medio della pressione del flusso in uscita dal rotore in quattro istanti di tempo (condizione operativa OP2)

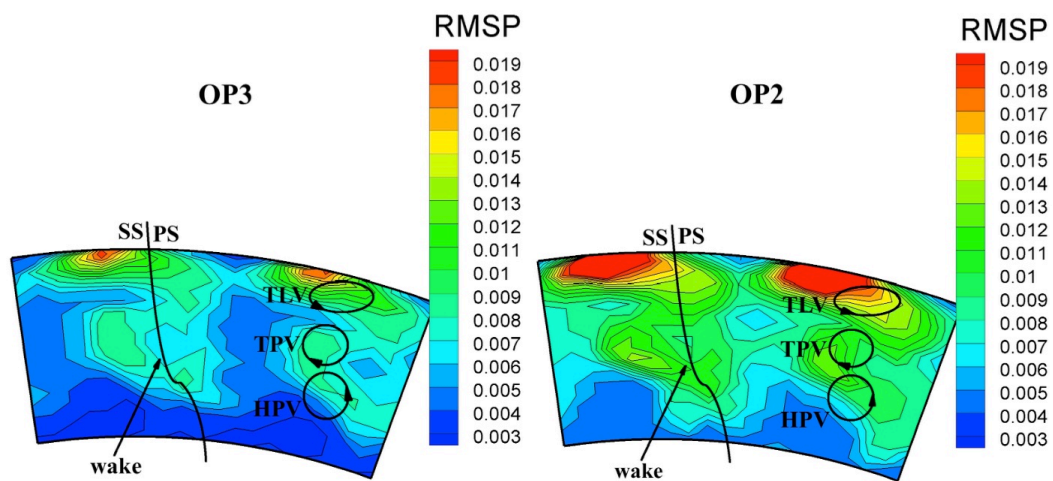


Figura 5.41: Confronto del RMSP in OP2 e OP3

Un aspetto che appare subito evidente dagli *snapshot* del C_{ptR} riportati in Figura 5.42 è l'assenza di importanti variazioni nei frame del C_{ptR} nella condizione OP2 rispetto a quelli osservati in precedenza in OP3. Quindi si ritrovano le stesse strutture a minima pressione verso il *casing* e la vasta regione di scia sottostante, mantenendone invariata l'entità. Mediamente in OP2 si riscontra un valore maggiore del C_{ptR} , ad esempio nell'istante t_3 nella zona di *free stream* si hanno due regioni ad elevato C_{ptR} al di sopra e al di sotto della mezzeria. Inoltre quest'ultima è più estesa rispetto al caso a 7000 rpm e in tutti i frame si estende fino all'hub, così da confinare la scia sempre nella stessa regione.

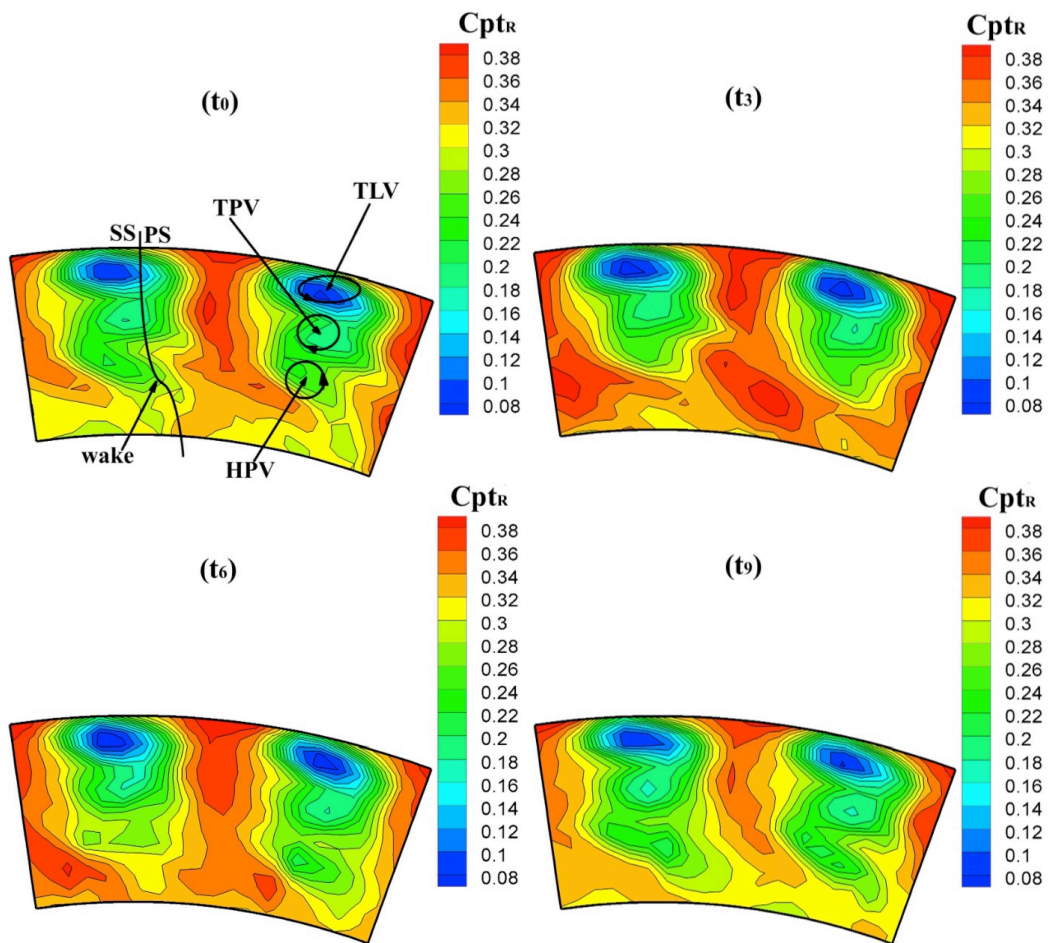


Figura 5.42: Evoluzione della pressione totale relativa espressa tramite il coefficiente C_{ptR} in quattro istanti di tempo (condizione operativa OP2)

Per quanto riguarda il δ non si notano variazioni sostanziali se si osservano gli *snapshot* in Figura 5.43 rispetto a quelli ricavati in OP3. In questo caso la variazione di δ è più bassa (passata da 36° a 30°) e si ritrovano le tre strutture vorticosi già discusse nei paragrafi precedenti: i due vortici di passaggio HPV e TPV che si incontrano in mezzzeria nel punto a δ positivo (*underturning*) e il vortice dovuto al trafileamento TLV verso il casing. In corrispondenza dei punti a pressione totale minima (valutabili dai grafici del C_{ptR}) si ritrovano i centri dei vortici raffigurati nel grafico all'istante t_0 del δ , in particolare l'HPV e il TLV. La dimensione delle strutture vorticosi dipende dal carico della pala, che come già visto diminuisce all'aumentare dell'altezza a causa dello svergolamento che impone minori deflessioni all'aumentare del raggio. È ovvio che in uno stadio di alta pressione di turbina a gas questo fenomeno è meno evidente per il ridotto svergolamento, ma è comunque presente.

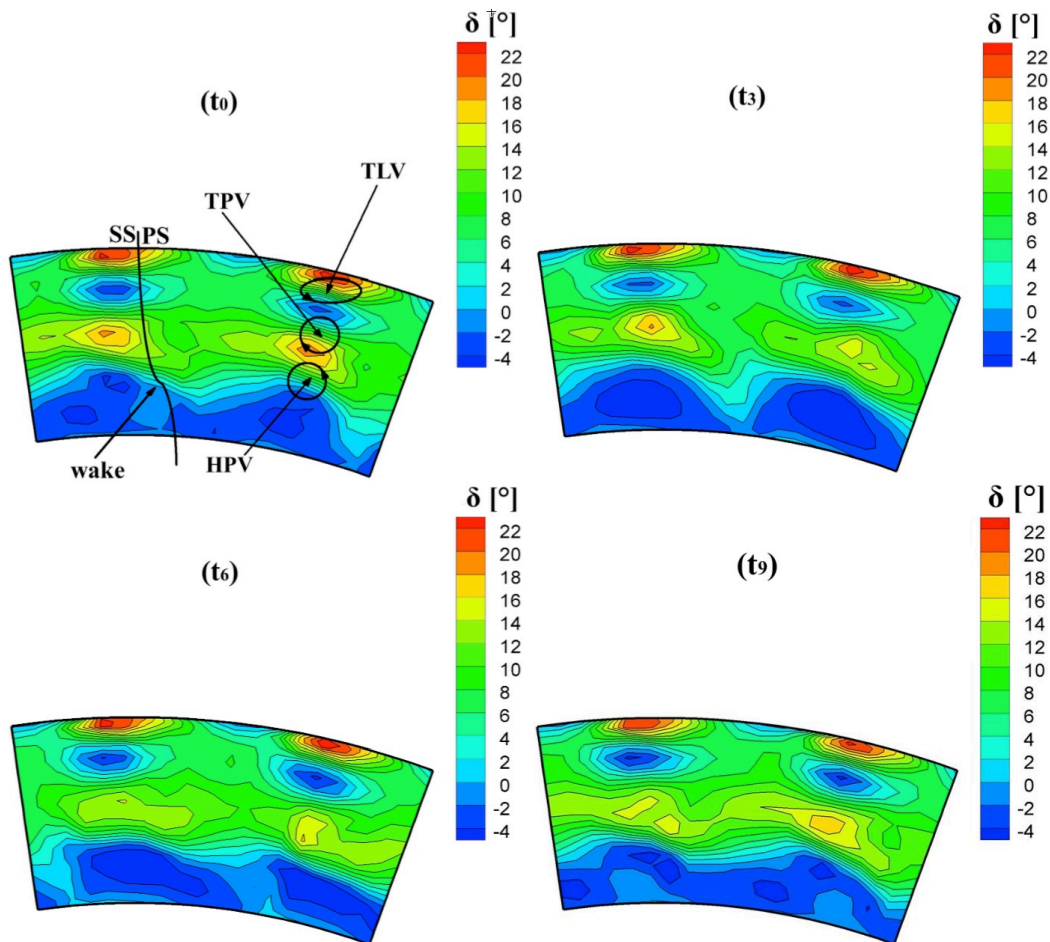


Figura 5.43: Evoluzione della deviazione in quattro istanti di tempo (condizione operativa OP2)

Passando da OP3 a OP2 l'aumento del rapporto di espansione, che provoca un aumento della velocità assoluta in uscita dallo statore, dovrebbe portare ad un aumento di incidenza in ingresso rotore se non si tiene conto della velocità periferica. Infatti l'aumento di quest'ultima è in proporzione più grande di quello della velocità assoluta proprio per il $\Delta\beta$ piccolo, dando come conseguenza una riduzione dell'incidenza, come si può verificare dalle mappe in Figura 5.26. Un'analisi del δ evidenzia valori di *underturning* più limitati immediatamente sotto la mezzeria, segno che l'HPV sia di minore intensità. Mettendo a confronto l'evoluzione del flusso in OP2 con quello corrispondente in OP3 non si nota una differenza sostanziale, tranne per il fatto che le vorticità siano meno estese. Confrontando nella stessa scala di rappresentazione (Figura 5.44) due *snapshot* nelle due condizioni operative, si può dire che la zona di *overturning* vicino al mozzo sia più estesa ma caratterizzata da valori minori. Il valore di tale regione varia tra $-4^\circ/-5^\circ$, rispetto a $-8^\circ/-10^\circ$ riscontrati in OP3.

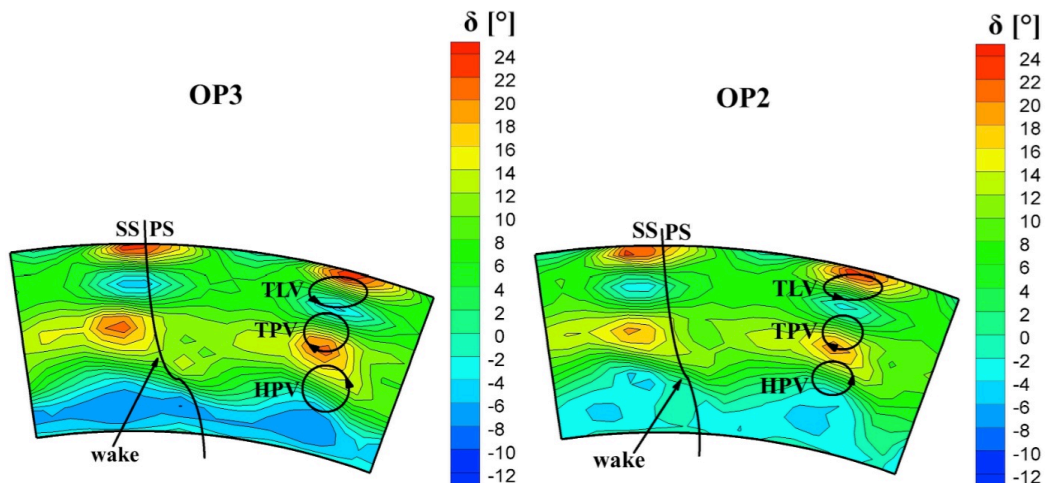


Figura 5.44: Confronto della deviazione in OP2 e OP3

5.5.6 Considerazioni in OP1

In questo paragrafo si riportano per completezza gli andamenti delle grandezze acquisite nella condizione operativa OP1 (11100 rpm turbina) che più si avvicina alle condizioni di funzionamento reali e più importante per il progetto RECORD e utile per le prove acustiche che si effettueranno in seguito. In Figura 5.45 è riportato il flusso medio ricostruito sul passo di statore.

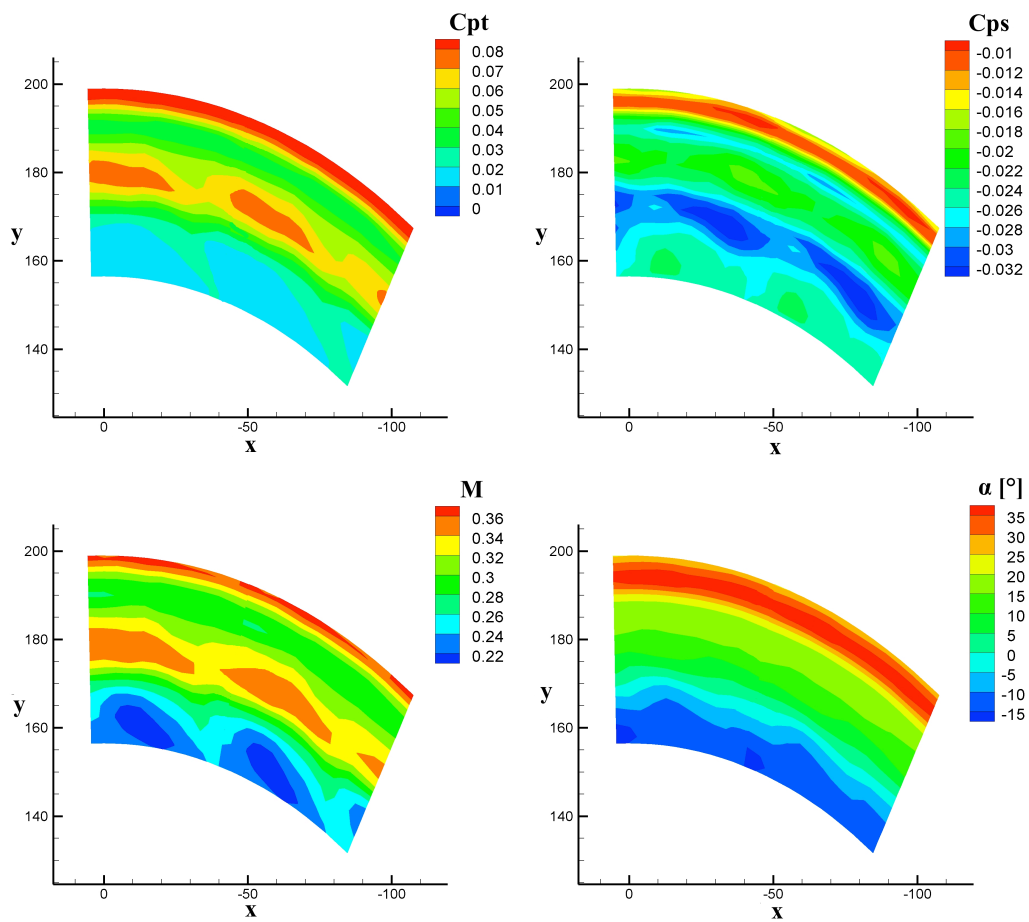


Figura 5.45: Flusso medio a valle rotore, condizione operativa OP1: coefficiente di perdita di pressione totale (C_{pt}) e statica (C_{ps}), numero di Mach (M) e angolo di yaw (α)

Anche per la OP1 si possono dedurre le stesse considerazioni effettuate per la condizione OP2 per quanto riguarda l'andamento della pressione totale e statica e l'angolo di α . In particolare quest'ultimo non ha più variazioni circonferenziali. Il numero di Mach ha gli stessi andamenti ma ovviamente raggiunge valori più alti. In Figura 5.46 si riporta l'andamento del Mach relativo in quattro istanti di tempo diversi.

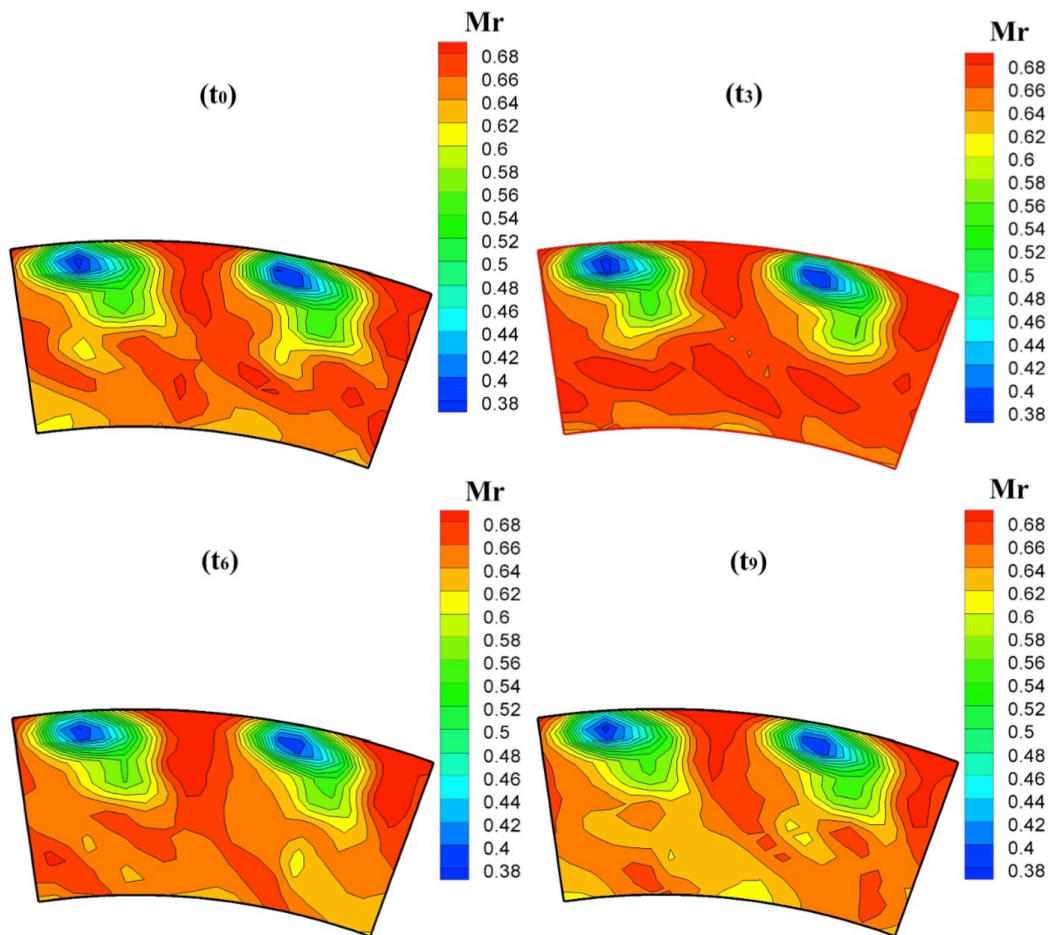


Figura 5.46: Evoluzione del numero di Mach relativo in quattro istanti di tempo (condizione operativa OPI)

Il Mach relativo complessivamente ha valori alti su tutto il canale, a parte le regioni a bassa pressione totale relativa che riportano valori di Mach relativo di poco superiore a 0.4. Qui il TLV incontra il TPV e come conseguenza si ha una caduta del numero di Mach. Massimi valori riscontrati sono di 0.7. L'andamento rimane più o meno quello riscontrato nelle prove precedenti ma i valori sono ben più alti, come infatti ci si aspetta. L'*underturning* nella parte inferiore del canale è ora ridotto e qui il Mach si attesta su valori superiori allo 0.64.

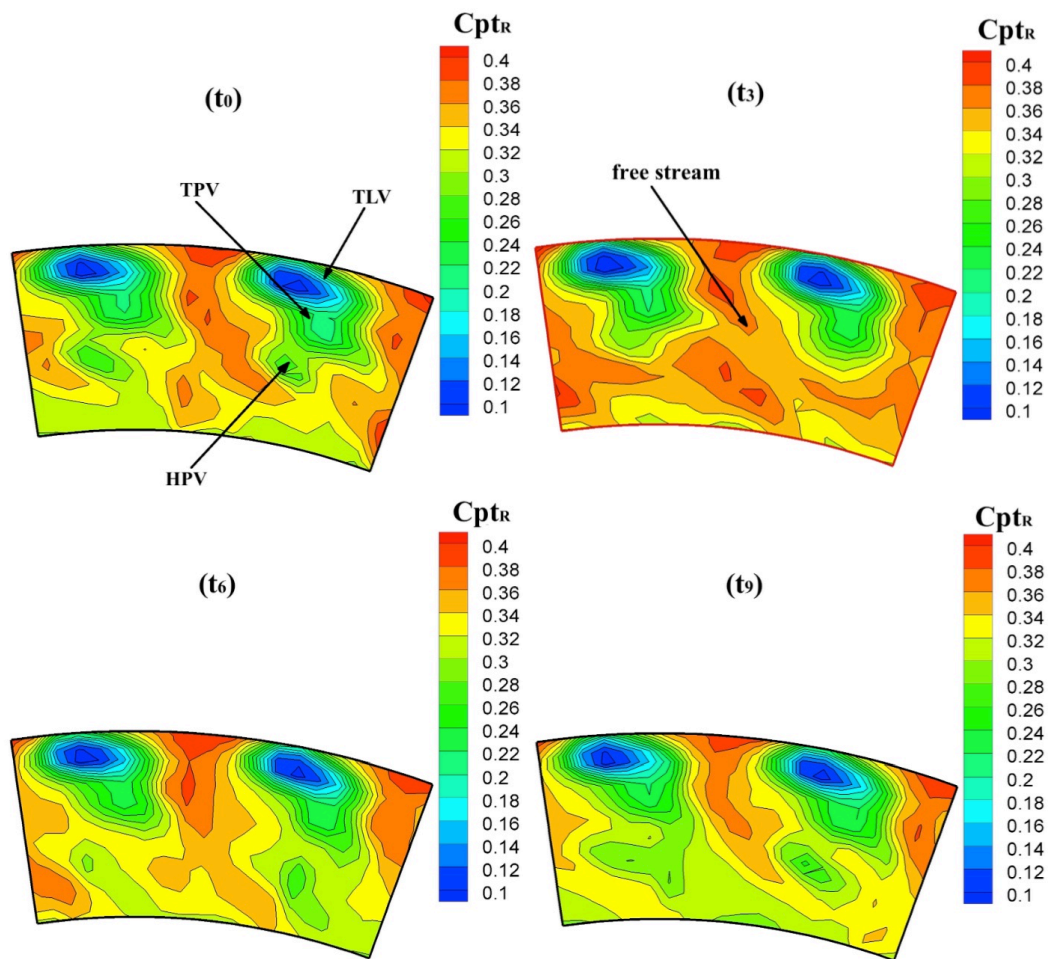


Figura 5.47: Evoluzione della pressione totale relativa espressa tramite il coefficiente C_{ptr} in quattro istanti di tempo (condizione operativa OP1)

Osservando i fotogrammi del C_{ptr} in Figura 5.47 è evidente che nella parte alta del canale, in corrispondenza del TPV e del TLV, la situazione non cambia rispetto alle altre condizioni operative, ma ciò che si differenzia rispetto alla OP3 e OP2 è la regione del *free stream*. Infatti il coefficiente di pressione totale relativa è mediamente più basso, con valori intorno a 0.36 e 0.38 (aree arancioni e rosse); nella parte bassa del canale compaiono zone a bassa pressione relativa. Si nota inoltre che l'oscillazione della zona sottostante al midspan è ancora più accentuata. Da come si può vedere si alternano istanti in cui si ha una scia (in verde) confinata all'interno di una piccola regione (t_3) a istanti in cui invece arriva ad occupare la quasi totalità del canale (t_9). In questo punto c'è un valore costante di pressione totale ($C_{ptr} = 0.3$).

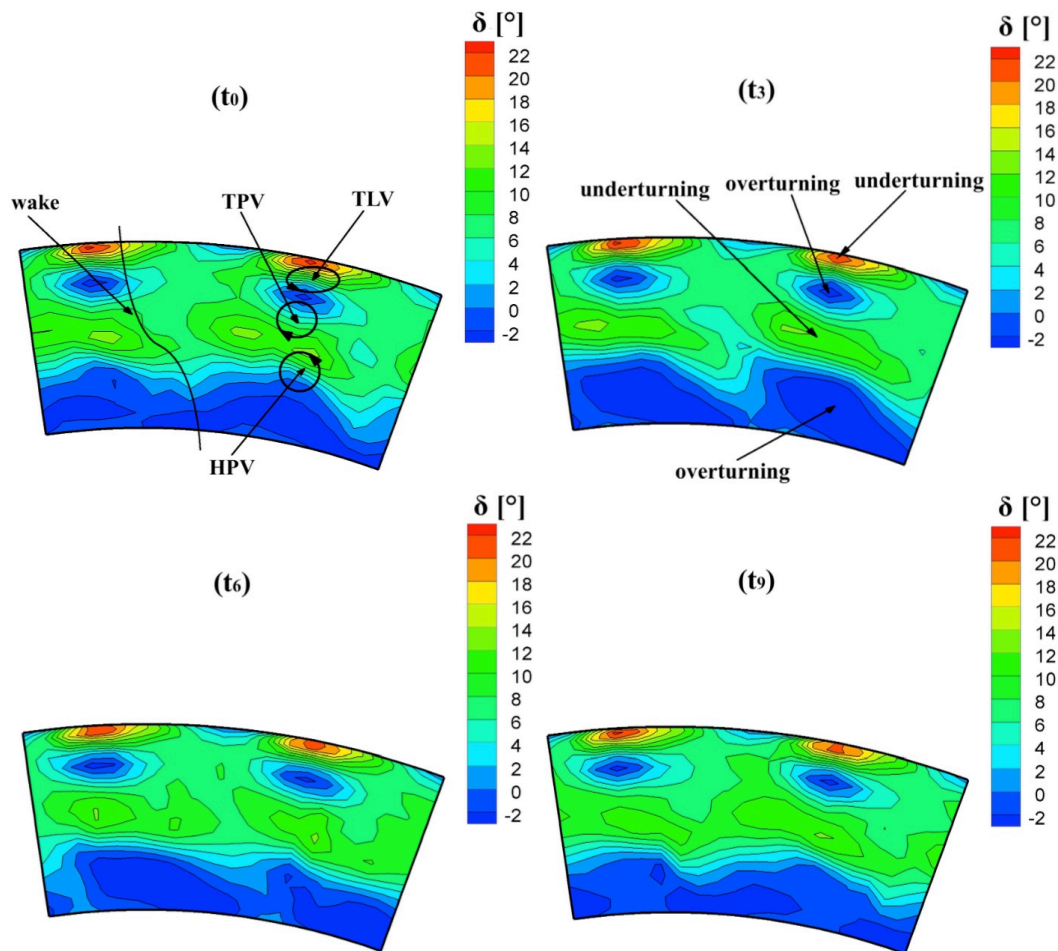


Figura 5.48: Evoluzione della deviazione in quattro istanti di tempo (condizione operativa OP1)

Osservando ora la deviazione come evolve in Figura 5.48 al passaggio palare si può subito affermare che la diminuzione del δ sotto il TPV fino all'hub è presente ancora di più mentre si mantiene uguale nella parte alta. L'*underturning* in corrispondenza della mezzeria si riduce di molto rispetto alle altre due condizioni, mentre l'*overturning* alla base aumenta, quindi nella regione della mezzeria l'efficienza della macchina aumenta poichè è più alto il lavoro estratto. Inoltre si può notare come l'*underturning* al midspan abbia valori di $6^\circ/8^\circ$ costante nel tempo, a differenza dell'OP2 che era di 12° fino a picchi di 18° in alcuni istanti. Inoltre la regione a basso δ verso la cassa esterna trovata in OP2 a fianco della zona di *underturning*, in OP1 si è ridotta.

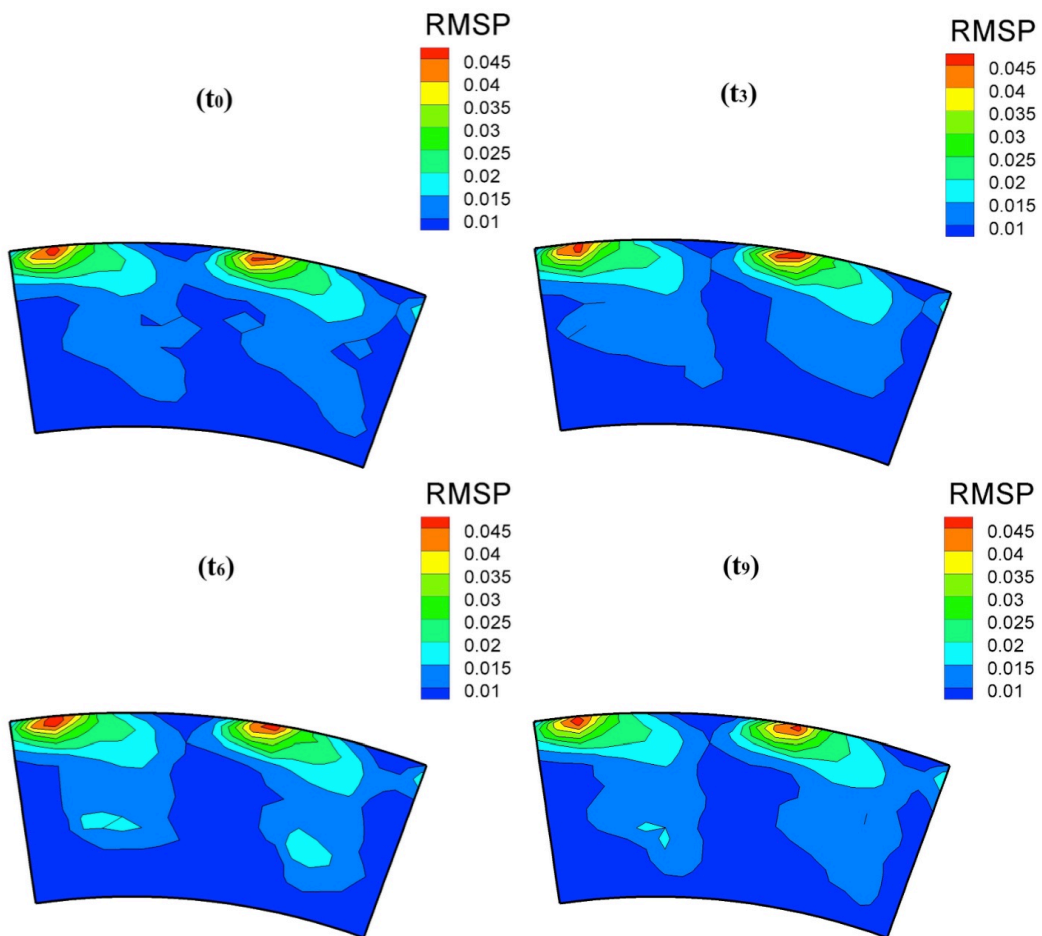


Figura 5.49: Evoluzione del valore quadratico medio della pressione del flusso in uscita dal rotore in quattro istanti di tempo (condizione operativa OP1)

Guardando l'RMSP in Figura 5.49 si nota una maggiore uniformità al di sotto dell'80% del canale. Ciò comporta minori fluttuazioni di pressione rispetto alle altre due condizioni operative e quindi le strutture vorticosi dello statore che entrano nel rotore non si ripresentano più a valle di esso. In definitiva si può dire che nella condizione a rapporto d'espansione prossimo a 2 e velocità di rotazione alta il flusso è più stazionario e questo è sicuramente un aspetto positivo.

Conclusioni

Il presente lavoro di tesi ha avuto come obiettivo lo studio del campo di moto in uno stadio di alta pressione di turbina a gas al variare del rapporto di espansione, attraverso misure stazionarie a valle statore e instazionarie a valle rotore. Lo studio effettuato non è fine a se stesso, ma rientra in un vasto progetto europeo denominato RECORD (Research on Core Noise Reduction), che coinvolge diversi atenei e che mira a studiare i meccanismi di trasmissione del rumore di combustione attraverso la turbina in motori aeronautici, con lo scopo di abbatterlo il più possibile. Il Politecnico di Milano ha dato il suo contributo mettendo a disposizione il banco prove TC (turbine-compressori) allestito per lo studio di macchine ad alta velocità.

Il nostro lavoro di analisi del flusso in diverse condizioni operative è quindi solo preliminare a quello che verrà condotto simulando anche la presenza del combustore, servendo inoltre a fornire le condizioni al contorno per eventuali studi con modelli numerici. Tuttavia, prima di eseguire le misure, si è svolta una fase di *commissioning* nella quale sono state apportate numerose modifiche all'impianto per adattarlo alle condizioni di lavoro desiderate e renderlo il più possibile affidabile e sicuro. Successivamente si è voluto caratterizzare il campo di moto in ingresso statore con l'utilizzo di una presa di pressione *flattened*, per verificare che fossero il più possibile assenti componenti di velocità radiali e tangenziali, la cui presenza è limitata da un nido d'ape posto in uscita dalla voluta. La sessione di prove ha previsto di effettuare misure in quattro condizioni operative, *operating points*. Sono state scelte una condizione transonica (OP1), una subsonica (OP3) e una condizione intermedia alle due (OP2), mentre la quarta condizione (OP4) è servita per analizzare il flusso anche a bassa velocità ed avere quindi una visione più completa del campo di moto. Questi punti operativi sono caratterizzati da una coppia velocità di rotazione – rapporto di espansione in modo tale da avere stessi angoli del flusso in uscita rotore (e così un “trasporto” delle onde di pressione sonora simile nelle quattro OP nelle future prove acustiche).

Nonostante alcuni problemi meccanici prevedibili data la complessità dell'impianto, si è riusciti a condurre le prove dapprima con una sonda instazionaria ad alta risposta in frequenza (*FRAPP*) a valle rotore e in seguito con una sonda *5 fori* a valle statore. Con la prima è stato descritto il flusso in uscita dalla schiera rotorica al variare della posizione angolare dello statore, il quale può ruotare attorno all'asse della macchina grazie ad un sistema vite senza fine-corona dentata. In questo modo si è riusciti a studiare l'influenza dello statore sul flusso a valle analizzando l'andamento delle fluttuazioni di pressione a valle rotore con la mappa di RMSP, scoprendo come la struttura della scia cambi a seconda della posizione relativa tra le due schiere, generando una pulsazione del flusso pseudo isoentropico. Inoltre sono state individuate le principali strutture secondarie, i

vortici di trafilamento e di passaggio, nonché le perdite in termini di pressione totale relativa generate da questi e dalla scia, che influiscono pesantemente sull'angolo del flusso in uscita dal rotore e quindi sulla quantità di lavoro estratto dal fluido. Per quanto riguarda le misure a valle rotore si è deciso di riportare i risultati per tre delle quattro condizioni operative, non inserendo le elaborazioni relative alla prova a bassissimo numero di giri (OP4: 4000 rpm turbina), ritendoli ridondanti e superflui ai fini del progetto RECORD.

In generale, passando da OP3 a OP1 e quindi aumentando il numero di giri (da 7000 a 11100 rpm turbina) e il rapporto di espansione sullo stadio, non si sono notate grandi differenze dal punto di vista della struttura del flusso il quale mantiene sempre le caratteristiche principali: una zona di scia fortemente sviluppata, un vorticità sul piano secondario e fluttuazioni di pressione. Passando così da una condizione operativa all'altra, gli andamenti delle grandezze sul canale e lungo l'altezza di pala non subiscono grosse variazioni di forma, quanto di valore assoluto, osservando un generale miglioramento delle prestazioni all'aumentare del numero di giri, indice di come la macchina in questione sia stata progettata proprio per le alte velocità.

Per quanto riguarda il flusso a valle statore si possono fare considerazioni simili a quelle fatte per la sonda *FRAPP*, ovvero l'esistenza di un miglioramento della qualità del flusso all'aumentare del numero di giri nonostante le regioni di flusso si mantengano quasi inalterate nella forma e nell'estensione. In particolare è importante notare la presenza di gradienti circonferenziali nella pressione che arrivando in ingresso rotore vengono visti da quest'ultimo come oscillazioni instazionarie e pertanto possono provocare le instabilità già citate.

Vista la grande quantità di strumenti di misura utilizzati, la mole di dati elaborati e la molteplicità di condizioni di funzionamento, il presente lavoro di tesi si candida a fare da base per altri importanti lavori di ricerca, sperimentale e numerica, ma anche da riferimento teorico, al di fuori del progetto europeo per cui è nata.

Bibliografia

- [1] P. GAETANI, G. PERSICO, V. DOSSENA, C. OSNAGHI *Investigation of the Flow Field in a High-Pressure Turbine Stage for Two Stator-Rotor Axial Gaps – Part I: Three-Dimensional Time-Averaged Flow Field*, July 2007, ASME, Journal of Turbomachinery
- [2] P. GAETANI, G. PERSICO, V. DOSSENA, C. OSNAGHI *Investigation of the Flow Field in a High-Pressure Turbine Stage for Two Stator-Rotor Axial Gaps – Part II: Unsteady Flow Field*, July 2007, ASME, Journal of Turbomachinery
- [3] G. PERSICO, *Unsteady Aerodynamic Stator-Rotor Interaction in High Pressure Turbines*, 2006, PhD Thesis
- [4] G. PERSICO, P. GAETANI, A. GUARDONE, *Design and analysis of new concept fast-Response pressure probes*, Measurement Science and Technology, June 2005, Institute of Physics Publishing
- [5] A. ROVATI, *Commissioning banco prova turbine-compressori e prove IGV*, 2014, Tesi di Laurea
- [6] C. OSNAGHI, *Teoria delle turbomacchine*, 2013, Società Editrice Esculapio
- [7] C. LONATI, *Caratterizzazione del campo di moto a valle di schiere di turbina a disegno 3D in una galleria del vento anulare di nuova concezione*, 2009, Tesi di Laurea
- [8] A. BINDER, R. ROMÉY. *Secondary flow effects and mixing of the wake behind a turbine stator*. ASME Journal of Engineering for Power, 105(1):40-46, 1983