

UNIVERSITÀ DI PISA
FACOLTÀ DI INGEGNERIA



Dipartimento di Costruzioni Meccaniche e Nucleari

ANNO ACCADEMICO 2004/2005

Relazione finale per il conseguimento della Laurea in Ingegneria Meccanica

**VALUTAZIONE DEL COMPORTAMENTO FLUIDODINAMICO
DELLE PARTI STATICHE DI UNO STADIO DI COMPRESSORI
CENTRIFUGHI MEDIANTE L'ANALISI DI PROVE
SPERIMENTALI EFFETTUATE SU MODELLI IN SCALA.**

Candidato: Vincenzo Pennabea

Tutori:

Prof. ing. Enrico Manfredi

Università di Pisa

Dr. ing. Marco Giachi

Ge -Nuovo Pignone

Indice

Sommario	5
-----------------	----------

<u>Prefazione</u>	<u>6</u>
--------------------------	-----------------

<u>Introduzione</u>	<u>7</u>
----------------------------	-----------------

1 Modello d'analisi	10
----------------------------	-----------

1.1.1 Coefficienti di recupero e di perdita	11
---	----

1.1.2 Elaborazione di stadio	15
------------------------------	----

1.2 Analisi Dimensionale e Similitudine Dinamica	20
---	-----------

1.2.1 Analisi Dimensionale	20
----------------------------	----

1.2.2 Grandezze adimensionali	20
-------------------------------	----

1.2.3 Il teorema di Buckingham	21
--------------------------------	----

1.2.4 Similitudine tra campi di moto di fluidi	23
--	----

1.2.4.a Similitudine Geometrica	23
---------------------------------	----

1.2.4.b Similitudine Cinematica	25
---------------------------------	----

1.2.4.c Similitudine Dinamica	27
-------------------------------	----

1.2.5 Parametri di similitudine	27
---------------------------------	----

1.3 Parametri di funzionamento di uno stadio di compressore centrifugo	29
---	-----------

1.3.1 Coefficiente di portata all'ingresso della girante f_{i1}	31
---	----

1.3.2 Il numero di Mach di riferimento	32
--	----

1.3.3 Il numero di Reynolds di riferimento	32
--	----

2 Tipologia delle misure	33
2.1 Experimental set up	34
2.1.1 Banco prova	34
2.2 Sonde	37
2.2.1 Sonde Cobra	38
2.2.2 Sonde Kiel	39
2.2.3 Prese di pressione Statica	39
2.2.4 Termocoppie	40
2.3 Metodologia di prova	40
2.3.1 Sezione 00 Aspirazione stadio	43
2.3.2 Sezione 60 Uscita stadio e le sezioni intermedie	43
2.4 Risultati tipici	45
2.4.1 Pressione totale	45
2.4.2 Temperatura	46
2.4.3 Pressione statica	46
2.4.4 Pressione dinamica	47
2.4.5 Direzione del flusso	47
3 Oggetto del lavoro	48
3.1.1 Estrazioni dati	49
3.1.2 Micro Call Origin	51
3.1.2.a Polinomial Regression	52
3.1.2.b User	52
3.2 Analisi dei dati	54
3.2.1 Presentazione dei risultati	54
3.2.2 Segmento 00.20	57
3.2.3 Segmento 20.40	57

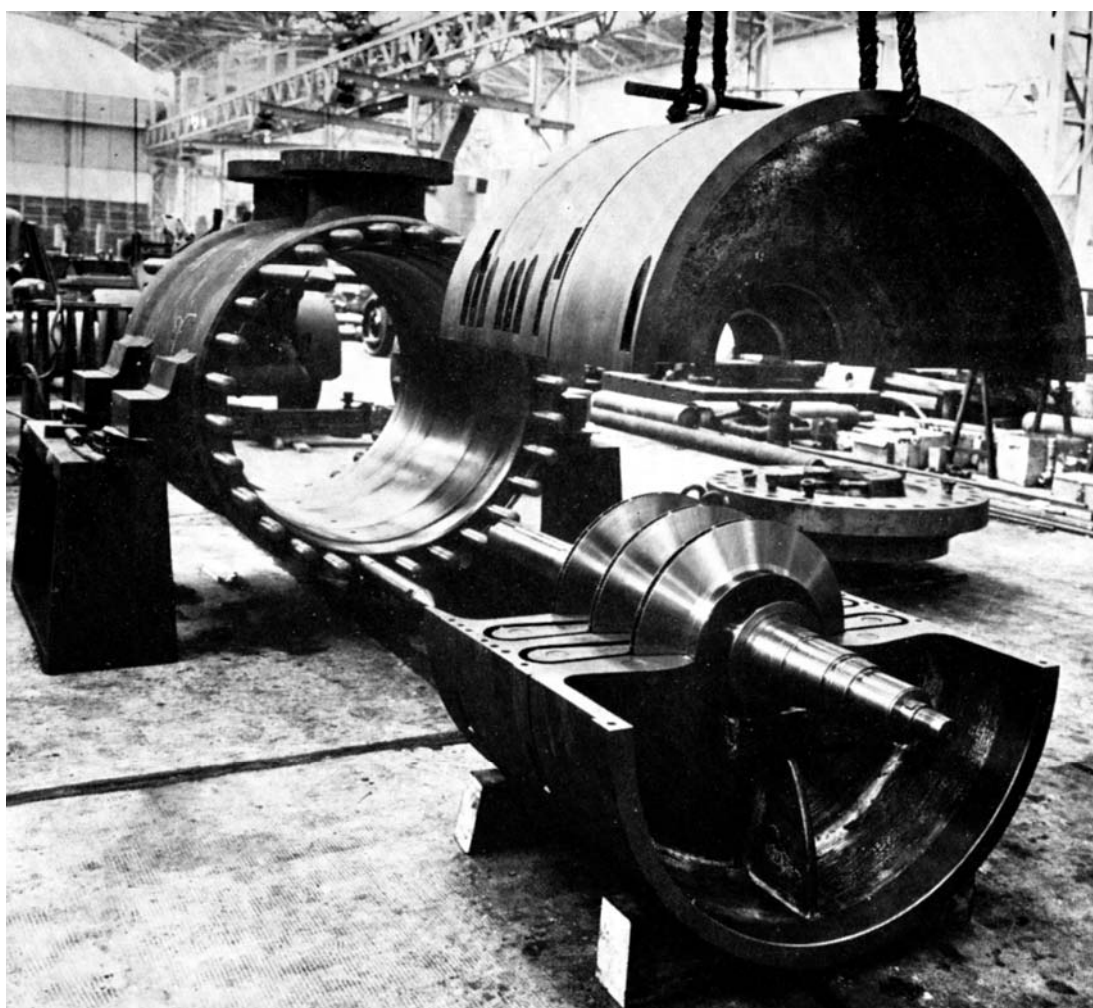
3.2.4 Segmento 40.60	63
3.2.5 Segmento 20.60	68
 3.3 Le coclee	 70
3.3.1 Le geometrie	72
3.3.2 Legge di variazione delle aree	73
3.3.3 Confronto con i dati di letteratura	74
 I. 4 Conclusioni	 78
 Appendice A Software temporanei	
A.1 “Elabora”	80
A.2 Sintassi “file.pro”	87
 II. Appendice B Sigle	
B.1 Nomi convenzionali e sigle interne	89
 Bibliografia	 90

Sommario

Raccolte le prove eseguite dal 1994 al 1998 dal Nuovo Pignone, su vari tipi di Compressori Centrifughi, sono stati estratti i dati necessari per un'analisi dettagliata sulle prestazioni delle parti statiche, in particolare sono stati calcolati i coefficienti di recupero e di perdita di pressione dei vari segmenti.

Prefazione

Il gruppo Nuovo Pignone - Generale Electric è tra i leader mondiali nella costruzione di compressori di grosse dimensioni che l'azienda progetta e costruisce interamente al proprio interno; nel caso specifico sono stati presi in considerazione solo i compressori centrifughi, macchine assai versatili e oltremodo robuste, utilizzate per svariati compiti, generalmente impiegate nell'elaborazione di gas, quali ammoniaca, aria, gas naturale, vapore, ecc. Negli ultimi tempi è aumentato l'interesse, in particolare per approfondire le conoscenze, già da molto tempo acquisite e consolidate, circa queste macchine in modo da affinare le tecniche di progettazione, per migliorare, se possibile, le prestazioni e/o individuare soluzioni costruttive che a pari prestazioni siano più competitive.



Introduzione

Negli ultimi anni, sono divenuti disponibili potenti strumenti di simulazione e di calcolo fluidodinamico (CFD).

Inevitabile dunque è la messa a punto di questi strumenti con dati ottenuti da prove sperimentali su particolari di macchine in scala.

All'interno del Nuovo Pignone, la sperimentazione su modelli in scala, di stadi per compressori centrifughi è consolidata da molti anni e ha prodotto una notevole mole di dati, che opportunamente adimensionalizzati e corretti possono costituire una valida base per realizzare la messa a punto di codici di calcolo.

Per ogni prova sperimentale sono disponibili le misure delle principali grandezze fluidodinamiche, pressioni, temperature ecc., a diverse sezioni all'interno dello stadio.

Lo scopo del lavoro è triplice ed è così suddivisibile:

- I. Organizzazione delle misure sperimentali, in modo da consentire l'individuazione di coefficienti tipici di ciascun segmento.
- II. Creazione di un "data base", che raccolga i coefficienti da utilizzare per la messa a punto dei codici di calcolo.
- III. Analisi di dettaglio per un componente specifico (coclea di mandata).

Tutto il lavoro si articola nelle seguenti tre fasi:

1) ricerca dei dati:

- a) ricerca dei files contenenti tutti i dati delle misure fluidodinamiche acquisite durante le prove di ogni stadio, archiviati in una banca dati del Nuovo Pignone
- b) estrazione ed elaborazione, dai files dei dati utili, con l'ausilio di programmi appositamente dedicati
- c) creazione di Tabelle (divise per tipo di stadio e configurazione) contenenti tutti i coefficienti tipici, ogni tabella è stata “formattata” così che i dati possono essere facilmente elaborati da altri software

2) creazione del “data base”:

- a) facendo uso di software appropriati si ricavano da ogni tabella le curve del singolo coefficiente, ordinato per tipo e famiglia, quindi raccolti su appositi diagrammi
- b) da ogni curva dei contributi negativi, di ogni segmento, è estratto il valore corrispondente al punto di progetto e con questi valori vengono realizzati degli istogrammi così da fornire una visione globale ed immediata delle perdite

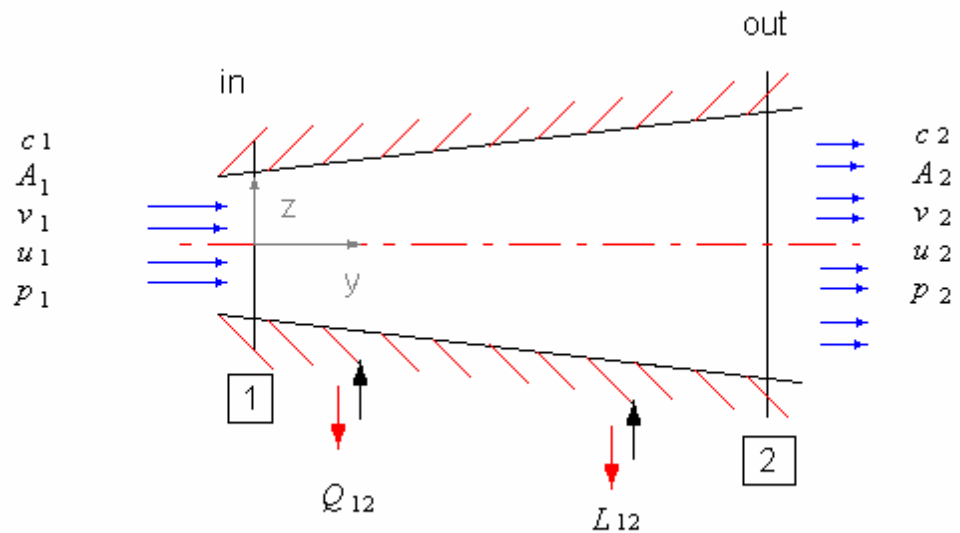
3) analisi dei dati relativi alle coclee di mandata:

- a) sono state scelte tre geometrie tipiche, dove è stato cercato di correlare il comportamento del segmento alla sezione del condotto, alla legge di evoluzione e alla forma della voluta
- b) i risultati del punto precedente sono stati oggetto di un'ultima indagine, che li confronta con risultati ottenuti da due gruppi di ricerca, pubblicati dalle A.S.M.E.

1 Modello d'analisi

1.1.1 Coefficienti di recupero e di perdita

Tutta l'analisi si basa sulla teoria dei condotti dell'idraulica classica. Un condotto è da ritenersi un sistema aperto (vedi C. D'Amelio [1], Albin M. [2], Osnaghi C. [3]), del quale si studia un volume di controllo, dove l'energia in ingresso del sistema deve eguagliare l'energia in uscita, si può scrivere in forma del tutto generica che:



$$Q_{1,2} + u_1 + p_1 v_1 + \frac{1}{2} (c_1)^2 + g z_1 = L_{1,2} + u_2 + p_2 v_2 + \frac{1}{2} (c_2)^2 + g z_2 \quad (1.1)$$

dove i parametri che compaiono nella (1.1) indicano:

$Q_{1,2}$: calore fornito o sottratto al volume di controllo

$L_{1,2}$: lavoro fornito o sottratto al volume di controllo

u : energia interna

p : pressione

v : volume

c : velocità del fluido

gz : energia di posizione

per condotti acceleranti o deceleranti si pone $L = 0$, $Q = 0$ e nell'ipotesi che $z_1 = z_2$ l'equazione (1.1) diventa:

$$u_1 + p_1 v_1 + (c_1)^2 / 2 = u_2 + p_2 v_2 + (c_2)^2 / 2$$

Considerando un fluido incompressibile, con ulteriori semplificazioni si ricava la relazione (vedi D. Japiske [7]):

$$P_{st1} + \frac{1}{2} \rho (c_1)^2 = P_{st2} + \frac{1}{2} \rho (c_2)^2 + \Delta P_{tot} \quad (1.2)$$

dove con P_{st} si intende la pressione statica, P_{tot} la pressione totale:

$$P_{tot} = P_{st} + P_{din} \quad (1.3)$$

elaborando l'equazione (1.3) si possono ricavare i coefficienti di recupero e di perdita:

$$P_{st2} - P_{st1} = \frac{1}{2} \rho (c_1)^2 - \frac{1}{2} \rho (c_2)^2 - \Delta P_{tot}$$

dividendo ambo i membri per l'espressione della pressione dinamica si ottiene

$$(P_{st2} - P_{st1}) / \frac{1}{2} \rho (c_1)^2 = 1 - (c_1/c_2)^2 - \Delta P_{tot} / \frac{1}{2} \rho (c_1)^2$$

deve valere, per la continuità della portata

$$A_1 c_1 = A_2 c_2,$$

da cui posso scrivere:

$$(A_1/A_2)^2 = (c_1/c_2)^2$$

facendo le opportune sostituzioni

$$(P_{st2} - P_{st1}) / \frac{1}{2} \rho (c_1)^2 = 1 - (A_1/A_2)^2 - \Delta P_{tot} / \frac{1}{2} \rho (c_1)^2$$

Essendo $P_{din} = \frac{1}{2} \rho (c)^2$ sostituendola nella precedente si ottiene:

$$(P_{st2} - P_{st1}) / P_{din1} = 1 - (A_1/A_2)^2 - \Delta P_{tot} / P_{din1} \quad (1.4)$$

E' interessante far notare che se

$$(P_{st2} - P_{st1}) / P_{din1} = 1$$

e ciò corrisponde ad

$$(A_1/A_2)^2 = - \Delta P_{tot} / P_{din1}$$

l'energia cinetica in uscita è nulla se, $A_2 \Rightarrow \infty$ e di conseguenza $c_2 \Rightarrow 0$; nel caso di un condotto, all'interno di un compressore centrifugo, è necessario

che $c_2 \neq 0$ poiché si deve smaltire la portata del fluido, ne segue che anche $A_2 \neq \infty$, per concludere si può affermare che il fluido si muove sempre con una certa velocità (interpretabile con l'energia cinetica o come pressione dinamica) e che quindi solo teoricamente posso pensare ad un condotto senza perdite, infatti si può affermare che l'espressione:

$$(P_{st2} - P_{st1}) / P_{din1} = 1 \quad (1.5)$$

rappresenta il **caso teorico**, mentre

$$(P_{st2} - P_{st1}) / P_{din1} = 1 - (A_1/A_2)^2 \quad (1.6)$$

rappresenta il caso **reale ideale**, ed infine il **caso reale** è rappresentato dalla

$$(P_{st2} - P_{st1}) / P_{din1} = [1 - (A_1/A_2)^2] - \Delta P_{tot} / P_{din1} \quad (1.7)$$

Il primo termine dell'espressione rappresenta il coefficiente di recupero (vedi D. Japiske [4], I.E. Idelcik [5]) ed indica quanta energia cinetica, vista come pressione dinamica, il condotto è in grado di convertire in pressione statica, si può scrivere la seguente espressione:

$$cp = (P_{st2} - P_{st1}) / P_{din1} \quad (1.8)$$

il termine al secondo membro della (1.7) tra parentesi quadre, può essere visto come un parametro legato alla geometria del condotto:

$$1 - (A_1/A_2)^2$$

il terzo rappresenta il coefficiente di perdita,

$$w = \Delta P_{tot} / P_{din1} = (P_{tot1} - P_{tot2}) / P_{din1} \quad (1.9)$$

e permette di misurare quanta energia di pressione totale è perduta (vedi D. Japiske [4], I.E. Idelcik [5]).

1.1.2 Elaborazione di stadio

L'espressione del rendimento politropico della trasformazione utilizzata in uno stadio di compressore centrifugo usata dal Nuovo Pignone (vedi M. Giachi [6], G. A. Pignone [7]) è la seguente:

$$\eta_{pol} = \frac{k-1}{k} \frac{\ln \left(\frac{p_{out}}{p_{in}} \right)}{\ln \left(\frac{T_{out}}{T_{in}} \right)} \quad (1.10)$$

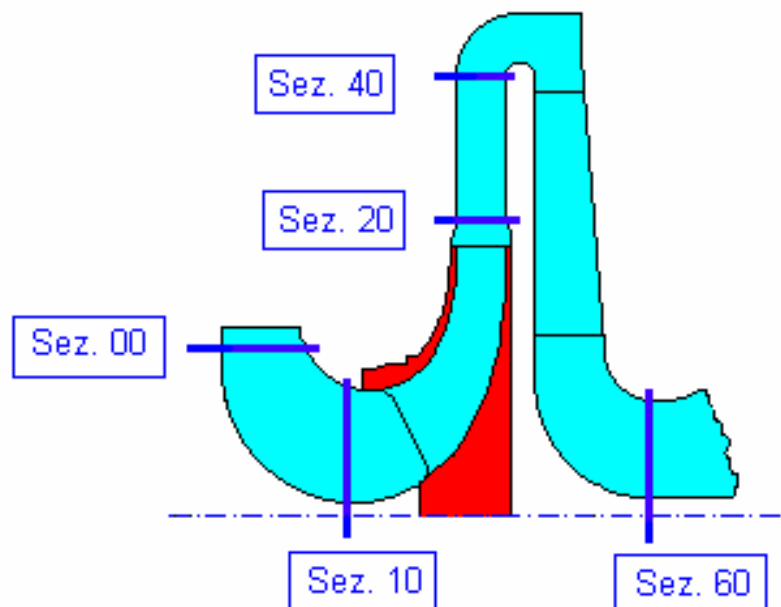
dalla quale è possibile pervenire ad una attendibile valutazione del rendimento politropico, per via sperimentale, attraverso la misura dei parametri termodinamici, in aspirazione (p_{tot1} e T_1) ed in mandata (p_{tot2} e T_2), sempre che il gas trattato possa essere assimilato ad un gas perfetto.

L'espressione del rendimento (vedi M. Giachi [2]) contiene il rapporto delle pressioni totali (fattore di recupero),

$$Rf = \frac{p_{out}}{p_{in}} \quad (1.11)$$

tale rapporto può essere scomposto nei rapporti parziali corrispondenti ai segmenti in cui si suddivide lo stadio in pratica:

segmento 1 (00.10)	canale di ritorno a monte o coclea
segmento 2 (10.20)	girante
segmento 3 (20.40)	diffusore (vortice libero o palettato)
segmento 4 (40.60)	canale di ritorno a valle o coclea di mandata



posso scrivere

$$R_f = \frac{p_{out}}{p_{in}} = \frac{P_{60}}{P_{00}} = \frac{P_{60}}{P_{40}} \frac{P_{40}}{P_{20}} \frac{P_{20}}{P_{10}} \frac{P_{10}}{P_{00}}$$

da cui:

$$\eta_{pol} = \frac{k-1}{k} \frac{1}{\ln \frac{T_{60}}{T_{00}}} \left(\ln \frac{P_{60}}{P_{40}} + \ln \frac{P_{40}}{P_{20}} + \ln \frac{P_{20}}{P_{10}} + \ln \frac{P_{10}}{P_{00}} \right)$$

È da far notare che i fattori di recupero parziali, di ciascun segmento, rappresentano il contributo di quel segmento al rendimento.

I rapporti sono tutti minori di uno, escluso il rapporto tra la sez. 10 e la sez. 20, che rappresenta il rapporto di compressione totale della girante. Ogni rapporto può essere espresso per mezzo del coefficiente di perdita il quale è il dato che caratterizza “la bontà del segmento” ed è definito come differenza delle pressioni totali adimensionalizzate rispetto alla pressione dinamica in ingresso al segmento:

$$w_i = \frac{p_{tot_i} + p_{tot_{i+1}}}{p_{din_i}}$$

Il fattore di recupero (R_f) ed il coefficiente di perdita (w) sono legati dalla relazione (1.12), (ricavata direttamente dalle definizioni):

$$w_i = \frac{p_{tot_i}}{p_{din_i}} (1 - R_{f_i}) \quad (1.12)$$

da cui:

$$Rf_i = 1 - \frac{pdin_i}{ptot_i} w_i$$

che, sostituita nell'espressione del rendimento, fornisce:

$$\eta_{pol} = \frac{k-1}{k} \frac{1}{\ln \frac{T_{60}}{T_{00}}} \sum \ln \left(1 - \frac{pdin_i}{ptot_i} w_i \right) \quad (1.13)$$

L'espressione (1.13) che contiene ancora i contributi di ciascun segmento al rendimento globale.

Nella relazione appena scritta si riconoscono i seguenti elementi:

1. $\frac{pdin_i}{ptot_i}$ = pressione dinamica all'ingresso del segmento (in percentuale della totale), che rappresenta il contributo della velocità ovvero la portata
2. w_i = perdita del segmento (definita dall'idraulica classica) che rappresenta il contributo della "bontà fluidodinamica" del segmento.

Quest'ultimo termine dipende; dalla geometria e in generale, sia dal numero di Reynolds che dalla rugosità, alle velocità tipiche delle parti statiche di un compressore centrifugo, raramente è in funzione dal numero di Mach.

Nell'ambito di ciascuna prova l'espressione precedente può essere riscritta come segue:

$$\eta_{pol} = coeff \sum \ln \left(1 - \frac{p_{din_i}}{p_i} w_i \right) \quad (1.14)$$

dove:

$$coeff. = \frac{k-1}{k} \frac{1}{\ln \frac{T_{60}}{T_{00}}}$$

è una costante per tutti i segmenti.

Il rendimento globale risulta quindi dalla sommatoria dei "rendimenti parziali".

Dall'espressione (1.14) si possono trarre altre importanti considerazioni.

La velocità in una parte statica ha effetti diversi secondo le situazioni:

- I. se la velocità elevata è dovuta per l'effetto di un sottodimensionamento della parte statica il rendimento è basso perché la pressione dinamica è elevata in ciascun segmento mentre la pressione totale non dipende dalla geometria del segmento bensì dalla girante. Questo sicuramente comporta perdite dovute alle alte velocità del flusso.
- II. Se l'elevata velocità è dovuta alla girante che sta ruotando a grande velocità, il rendimento non cambia in modo evidente, perché aumentano contemporaneamente la pressione dinamica e quella totale quindi il rapporto segue una legge diversa da quella quadratica tipica dell'effetto della velocità sulle perdite di un condotto.

Posso ora definire i "rendimenti politropici" (vedi Compressori Centrifughi, pubblicazione interna, Nuovo Pignone [8]) ai vari segmenti, la cui somma algebrica mi dà il rendimento di stadio :

Segmento 00.10 (imbocco dello stadio o coclea d'aspirazione)

$$etap (00.10) = \frac{n}{n-1} \frac{\ln \frac{P10}{P00}}{\ln \frac{T60}{T00}} \quad (1.15)$$

Segmento 10.20 (girante)

$$etap (10.20) = \frac{n}{n-1} \frac{\ln \frac{P20}{P10}}{\ln \frac{T60}{T00}} \quad (1.16)$$

Segmento 20.40 (diffusore a vortice libero o palettato)

$$etap (20.40) = \frac{n}{n-1} \frac{\ln \frac{P40}{P20}}{\ln \frac{T60}{T00}} \quad (1.17)$$

Segmento 40.60 (canale di ritorno o coclea di mandata)

$$etap (40.60) = \frac{n}{n-1} \frac{\ln \frac{P60}{P40}}{\ln \frac{T60}{T00}} \quad (1.18)$$

1.2 Analisi Dimensionale e Similitudine Dinamica

1.2.1 Analisi dimensionale

L'analisi dimensionale delle grandezze fisiche che intervengono in un fenomeno aiuta a scoprirle leggi che lo governano e ne semplifica la rappresentazione (vedi E. Mattioli [9], W. F. Hughes – J.A. Brighton [10]). In particolare servirà a stabilire le condizioni affinché i campi di moto siano simili in modo da poter utilizzare per l'uno i risultati sperimentali ricavati dall'altro. I due campi di moto che ci interessano sono quelli nei condotti di uno stadio di un compressore centrifugo e quelli che si ottiene su un modello provato sul "Banco Modelli". In definitiva se i campi sono simili anche i coefficienti trovati sul modello sono uguali a quelli relativi allo stadio vero.

1.2.2 Grandezze adimensionali

Il rapporto fra due grandezze di uguali dimensioni è una grandezza adimensionale N con formula dimensionale

$$[N] = [M^0 N^0 T^0]$$

per concludere si può affermare che le grandezze adimensionali conservano il loro valore comunque si cambiano le unità di misure delle grandezze fondamentali.

1.2.3 Il Teorema di Buckingham

Questa analisi si basa esclusivamente sul teorema Pi Greco (Π) di Buckingham (vedi E. Mattioli [9], W. F. Hughes – J.A. Brighton [10]), è un metodo per trovare i parametri adimensionali fondamentali, senza conoscere le relative equazioni differenziali. È necessario comunque conoscere le variabili pertinenti nel singolo problema: esse vanno assiemate in tanti gruppi adimensionali indipendenti. Il vantaggio di questo sistema, nel caso di problemi complessi, è che non c'è bisogno di conoscere le equazioni, o leggi, fondamentali, bisogna comunque avere a disposizione tutte le variabili, e solo tra queste quelle importanti vanno usate nel trattare il problema. Il numero dei prodotti Π necessario per trattare un dato problema è fisso, e quasi sempre si tratta del numero di variabili complessive, meno il numero di dimensioni fondamentali nel sistema di unità di misura: in meccanica ne abbiamo tre. La scelta sarebbe arbitraria, ma quelle più usate sono massa, lunghezza e tempo.

Il teorema stabilisce che in un fenomeno che dipende da n grandezze l'equazione che le governa può essere sostituita da un'altra equazione tra gli $n-3$ prodotti Π che con esse si possono formare (supposto che tre diano una base).

Se le grandezze sono per esempio cinque A, B, C, D, E, già ordinate in modo che le prime tre costituiscono una base, quindi abbiamo $n=5$.

Siano le dimensioni di D ed E:

$$[D]=[A^{d_1}B^{d_2}C^{d_3}]$$

$$[E]=[A^{e_1}B^{e_2}C^{e_3}]$$

Formiamo i prodotti adimensionali

$$\Pi_D = \frac{D}{A^{d_1}B^{d_2}C^{d_3}}$$

$$\Pi_E = \frac{D}{A^{e_1} B^{e_2} C^{e_3}}$$

Ad ogni equazione

$$F(A, B, C, D, E) = 0$$

è possibile sostituirla un'altra che lega tra loro i prodotti Π_D, Π_E :

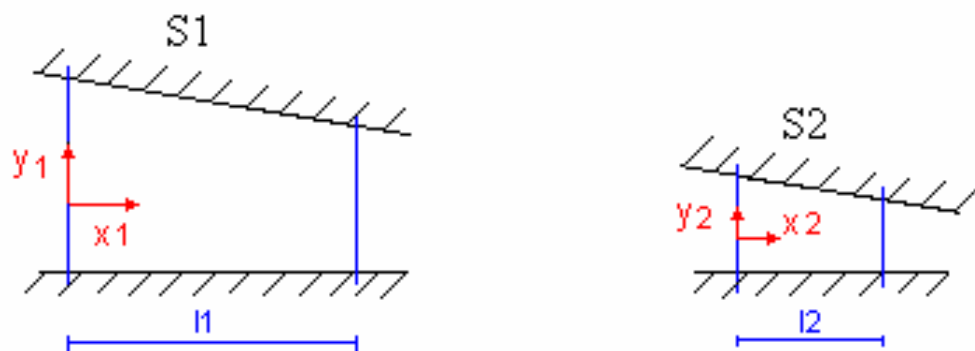
$$f(\Pi_D, \Pi_E) = 0$$

Per la dimostrazione rigorosa (vedi E. Mattioli [9]).

1.2.4 Similitudine fra campi di moto di fluidi

La similitudine dinamica fra campi di moto (vedi E. Mattioli [9]) è una generalizzazione della similitudine geometrica fra regioni dello spazio.

1.2.4.a Similitudine geometrica



- Similitudine Geometrica tra due condotti simili -

Due regioni 1 e 2 dello spazio sono geometricamente simili se esiste fra i loro punti una corrispondenza biunivoca tale che, detti P_1, Q_1 due punti generici della prima e P_2, Q_2 i punti corrispondenti della seconda, risulti costante il rapporto, detto di similitudine o rapporto delle lunghezze:

$$\frac{P_2 Q_2}{P_1 Q_1} = r_L \quad (1.24)$$

presa nella regione 1 una terna di assi cartesiani ortogonali $O_1 X_1 Y_1 Z_1$, i corrispondenti assi $O_2 X_2 Y_2 Z_2$, saranno pure simili ai primi. Fra le coordinate di due punti corrispondenti sussistono le relazioni

$$\frac{x_2}{x_1} = \frac{y_2}{y_1} = \frac{z_2}{z_1} = r_L \quad (1.25)$$

Prendiamo nella regione 1 una lunghezza l_1 di riferimento, per esempio la lunghezza del condotto; l_2 la grandezza di riferimento corrispondente nella regione 2, quindi

$$\frac{l_2}{l_1} = r_L \quad (1.26)$$

Indicando con un asterisco le coordinate geometriche per la lunghezza caratteristica; si ha, tenendo conto delle (1.25) e (1.26)

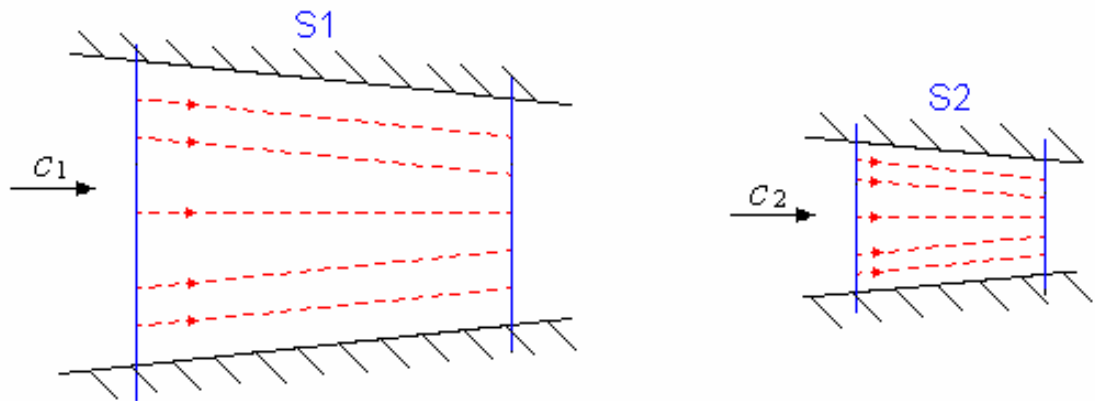
$$x^* = \frac{x_1}{l_1} = \frac{x_2}{l_{21}} \quad ; \quad y^* = \frac{y_1}{l_1} = \frac{y_2}{l_2} \quad ; \quad z^* = \frac{z_1}{l_1} = \frac{z_2}{l_2} \quad (1.27)$$

Pertanto si può vedere la similitudine geometrica tra regioni sotto due punti di vista:

- a) per la (1.25) la regione 2 si ottiene dalla regione 1 moltiplicando tutte le grandezze per r_L ; ciò significa che la misura di P_2Q_2 è la stessa che si avrebbe misurando P_1Q_1 con una nuova unità di lunghezza che sta alla prima nel rapporto $1/r_L$.

b) per le (1.27) entrambe le regioni si ottengono da una medesima rappresentazione adimensionale moltiplicandola per le corrispondenti lunghezze di riferimento.

1.2.4.b Similitudine cinematica



- Similitudine cinematica di fluidi in spazi geometrici simili -

La similitudine geometrica ha carattere statico perché riguarda spazi ed oggetti immobili. Consideriamo il campo di un fluido in due condotti di prova simili, supponiamo sempre che gli assi cartesiani di riferimento siano paralleli. Per ipotesi il moto sia permanente per cui le linee di corrente sono costanti nel tempo. I due campi di moto si dicono in similitudine cinematica se il secondo si può ottenere dal primo:

moltiplicando le lunghezze per un rapporto costante Γ_L detto rapporto delle lunghezze:

$$P_2 Q_2 = r_L P_1 Q_1 \quad (1.28)$$

Moltiplicando i tempi per un rapporto costante r_T detto rapporto dei tempi:

$$T_2 = r_T T_1 \quad (1.29)$$

In uno spazio tempo a quattro dimensioni x, y, z, t due punti corrispondenti percorrono “traiettorie” affini, cioè ottenibili l’una dall’altra con riduzioni delle scale. Nei due spazi fisici se un punto P_1 dopo un tempo T_1 va a finire in Q_1 , il punto P_2 che corrisponde a P_1 nella similitudine geometrica va’ a finire dopo un tempo T_2 nel punto Q_2 , corrispondente di Q_1 ; perciò i due punti percorrono linee d corrente simili fra loro, in tempi diversi se $r_T \neq 1$.

Se Q_1 è infinitamente vicino a P_1 (e quindi Q_2 a P_2) avremo

$$c_1 = \frac{P_1 Q_1}{T_1} \quad ; \quad c_2 = \frac{P_2 Q_2}{T_2} \quad (1.30)$$

dalle quali si deduce che:

- a) la velocità dei punti corrispondenti sono parallele;
- b) i loro moduli stanno fra loro in rapporto costante, detto rapporto delle velocità dato da:

$$r_v = \frac{c_2}{c_1} = r_L r_T^{-1} \quad (1.31)$$

1.2.4.c Similitudine Dinamica

Si dice che un campo di moto 2 è in similitudine dinamica con un campo di moto 1, se si ottiene da questo moltiplicando le lunghezze per un rapporto costante r_L , i tempi per un rapporto costante r_T e le masse per un rapporto costante

$$r_M = \frac{M_2}{M_1} \quad (1.32)$$

la similitudine dinamica presuppone quella geometrica e quella cinematica. Le misure delle grandezze del campo 2 sono le stesse che si otterrebbero dal campo 1 usando delle unità di misura che siano alle precedenti nei rapporti $1/r_L$, $1/r_T$, $1/r_M$.

1.2.5 Parametri di similitudine

Si chiamano parametri di similitudine dei “numeri” la cui uguaglianza è necessaria e sufficiente per assicurare la similitudine dinamica di due campi di moto. Si tratta di grandezze adimensionali che, essendo calcolate in due punti corrispondenti dei due campi, non sono più delle variabili ma dei numeri. Che la loro uguaglianza sia “necessaria” per la similitudine è ovvio perché le grandezze adimensionali hanno lo stesso valore nei punti corrispondenti di due campi di moto simili.

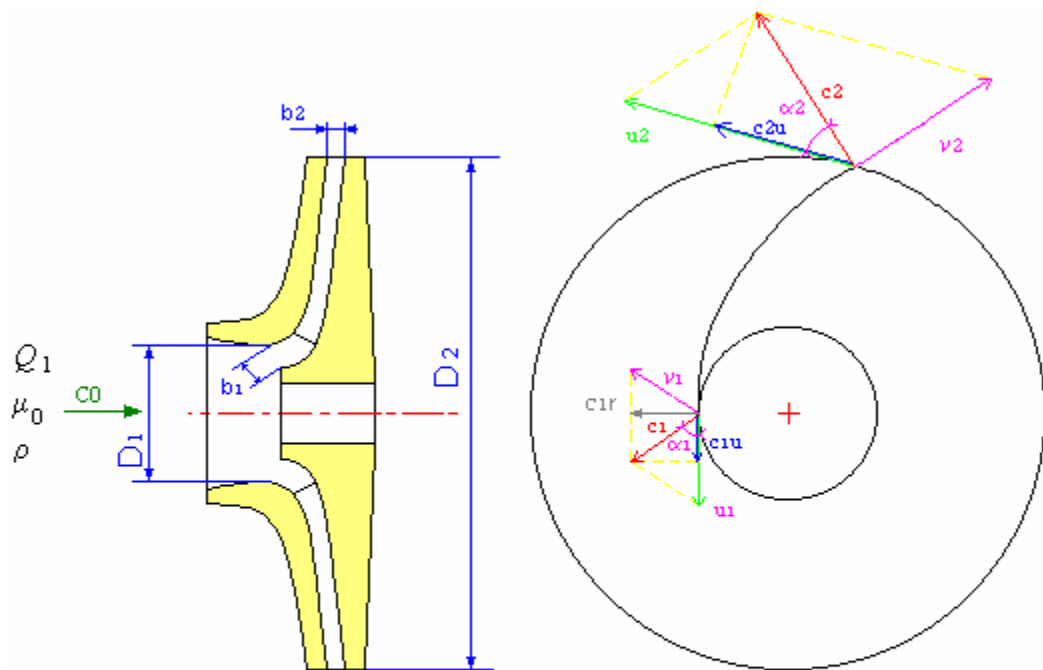
Il parametro fondamentale nel caso di fluidi viscosi incompressibili è il numero di Reynolds. In regioni geometricamente simili caratterizzate da

lunghezze di riferimento [L], il moto di un fluido incompressibile, viscoso, senza peso, è unicamente determinato dai valori della corrente indisturbata ρ , C , μ . Il numero di Reynolds, che si usa come parametro di similitudine, è:

$$R_e = \frac{\rho CL}{\mu} \quad (1.33)$$

1.3 Parametri di funzionamento di uno stadio di compressore centrifugo

La teoria della similitudine descritta in breve, nel capitolo precedente, applicata ai compressori centrifughi, consente di definire i parametri (vedi Compressori Centrifughi, pubblicazione interna, Nuovo Pignone [8]) che



costituiscono gli elementi principali sulla base dei quali sono effettuate le prove.

Si consideri il disegno schematico dello stadio di un compressore centrifugo, in particolare la rappresentazione convenzionale dei vettori velocità del fluido all'ingresso ed all'uscita della girante.

Il fluido giunge con velocità c_0 all'ingresso della girante, che a sua volta si muove con velocità periferica u_1 e con velocità assoluta c_1 , che per i compressori centrifughi è generalmente radiale, in ogni modo molto vicina alla direzione radiale. La velocità c_1 , sommata vettorialmente alla velocità u_1 fornisce, in direzione e intensità, la velocità relativa d'ingresso v_1 con la quale il fluido entra nel condotto mobile. L'insieme dei tre vettori c_1 , u_1 , v_1 forma il "triangolo di velocità all'ingresso". E' chiaro che affinché il fluido non subisca brusche deviazioni all'ingresso del condotto mobile, la velocità v_1 deve formare, con la direzione della u_1 lo stesso angolo formato dalla tangente all'asse del condotto nella sezione d'ingresso. Questa condizione ideale si può avere solo per una determinata combinazione delle velocità u_1 e c_1 , la prima proporzionale al numero di giri della girante ed al diametro interno D_1 , la seconda, alla portata volumetrica di fluido. Al variare di quest'ultima, a numero di giri costante, variando la c_1 varia l'angolo β_1 , venendosi così a determinare una brusca variazione della direzione della velocità del fluido all'ingresso di condotto mobile con il conseguente verificarsi di una perdita, detta "perdita per urto", che sarà tanto maggiore tanto ci si scosta dalla portata di progetto, quindi dall'angolo d'incidenza previsto in sede progettuale.

Analogamente succede all'uscita della girante, il fluido esce dal condotto con velocità relativa v_2 che idealmente si suppone parallela alla direzione della pala nella sezione d'uscita. La velocità v_2 va sommata alla velocità u_2 (velocità periferica della ruota) per ottenere la velocità assoluta d'uscita c_2 . L'insieme dei tre vettori c_2 , v_2 , u_2 forma il "triangolo delle velocità in uscita". La componente tangenziale di c_2 ($c_{2,u}$) indica l'entità d'energia che è trasferita al fluido, poiché l'energia scambiata (vedi Compressori Centrifughi, pubblicazione interna, Nuovo Pignone [8]), per unità di peso di fluido è pari al

prodotto della variazione della quantità di moto dell'unità di peso di fluido fra l'uscita e l'ingresso della girante per la velocità angolare di questa.

Dal punto di vista dell'analisi delle parti statiche, oggetto del seguente lavoro, i parametri di interesse, che caratterizzano il punto di funzionamento dello stadio sono definiti nei paragrafi che seguono, i primi due, caratterizzano le velocità all'interno dello stadio, mentre il terzo è indicativo del tipo di moto del fluido.

1.3.1 Coefficiente di portata all'ingresso della girante $fi1$

La conoscenza di questo parametro ci permette di individuare il triangolo delle velocità all'ingresso, è definito come:

$$fi1 = \frac{c_{1r}}{u_1} \quad (1.19)$$

la (1.19) può essere anche scritta riferendosi alla sezione in uscita come

$$fi1 = \left[\frac{1}{\pi} \frac{D_2}{b_1} \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \right] \left[\frac{Q_1}{u_2 D_2^2} \right] \quad (1.20)$$

Il contenuto della prima parentesi quadra della (1.20), è una costante geometrica, che è la stessa per ogni girante simile, quindi si può affermare che $fi1$ è proporzionale al secondo membro dell'espressione, che è il modo di rappresentarla che è usato nella pratica, associata a costanti moltiplicative

che possono servire ad ottenere valori congruenti di f_{i1} quando le varie grandezze sono espresse in unità di misura differenti.

Se $f_{i1} = \text{cost.}$ per una determinata girante, significa che resta costante il rapporto Q_1/n , in pratica facendo variare la portata volumetrica aspirata (Q_1) proporzionalmente al numero di giri (n) non varia l'angolo β .

1.3.2 Il numero di Mach di riferimento

Altro parametro usato per le specifiche di progetto è appunto il Mu definito come segue:

$$Mu = \frac{u_2}{a} \quad (1.21)$$

dove con a si intende la velocità del suono rispetto alla temperatura della sezione d'ingresso alla girante (sezione 00).

1.3.3 Numero di Reynolds di riferimento

Definito come

$$Re = \frac{\rho u_2 D_2}{\mu_0} \quad (1.22)$$

dove le costanti indicate con zero sono da intendere all'ingresso dello stadio e quelle indicate con due quelle all'uscita della girante.

2 Tipologia delle misure

Il Nuovo Pignone ha tre "Banchi Modelli", ognuno dei quali è attrezzato in modo da effettuare delle prove "Termo - fluidodinamiche" su gli stadi dei compressori centrifughi.



[Foto dell'interno del banco, dove sono facilmente riconoscibili la girante (montata a sbalzo) e il diffusore palettato, in basso si nota il diaframma di aspirazione con le varie sonde già montate]

Le prove, divise secondo le commesse, sono effettuate su modelli in scala, sia per cause economiche ma anche per le dimensioni, infatti il diametro delle giranti dei grandi compressori possono essere anche superiori al metro (fino ad 1200 mm), mentre i banchi possono accogliere solo giranti che hanno diametri non superiori ai 450 mm. Naturalmente ai fini pratici dei risultati delle prove è tenuto conto che queste non sono effettuate sulla macchina reale, infatti, per valutare il comportamento della macchina reale ogni coefficiente è moltiplicato per un fattore correttivo (maggiore di uno), poiché è un dato di fatto che la macchina reale ha delle prestazioni migliori del modello, per motivi di finitura superficiale, raccordi, fughe ecc. Questi fattori moltiplicativi sono stati affinati con anni di prove e verifiche e sono patrimonio del Nuovo Pignone.

2.1 Experimental set up

L'esecuzione di una prova di uno stadio prevede la messa a punto di numerosi aspetti che saranno spiegati in dettaglio.

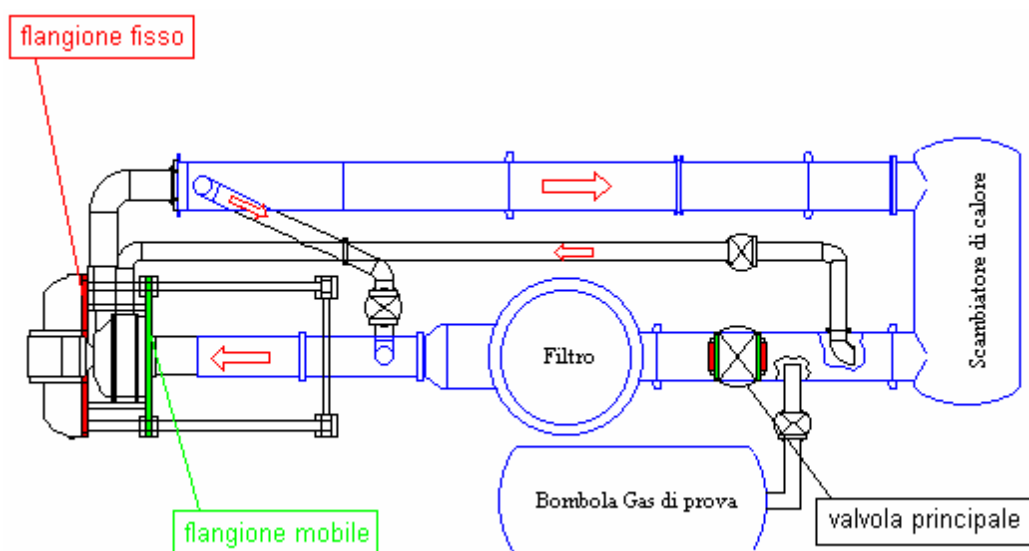
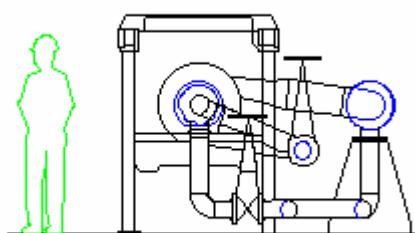
2.1.1 Banco prova

Il banco è costituito da tutti gli organi e accessori necessari per lo svolgimento della prova: un motore elettrico asincrono trifase Ansaldo S. Giorgio da 300 kW (2975 g/min.) in servizio continuo, un variatore di coppia “Fluidrive” che consente la variazione continua del numero di giri collegato solidamente ad un moltiplicatore di velocità ad ingranaggi della MAAG, il tutto è provvisto d'impianto di circolazione e refrigerazione dell'olio, da cui dipende

il funzionamento di tutti gli organi appena descritti, difatti si occupa della lubrificazione e refrigerazione della trasmissione di potenza. I dati di targa sono: T/M 3000/24120, potenza massima trasmissibile 1360 kW.

Si collega il moltiplicatore tramite un giunto solidale all'albero della girante, quest'ultima è montata a sbalzo.

La cassa, la girante, la coclea, il diffusore e il convogliatore sono muniti di tenute, che a differenza della girante, che è del tipo a labirinto, sono del tipo a guarnizione con carta o Oring di gomma.



- figura 3.1 -

Le varie parti sono montate a sandwich tra due “flangioni”; uno è fisso, essendo collegato rigidamente al basamento, l'altro è scorrevole orizzontalmente ed è appeso ad un ponte formato da due guide di sezione cilindrica, il tutto poi è tenuto insieme da quattro grossi prigionieri fissati al flangione fisso e serrato con altrettanti dadi, così che sia possibile un rapido smontaggio dell'assetto, consentendo rapide modifiche che possono essere richieste durante le prove.

Generalmente si effettuano prove ad anello chiuso (per un assetto standard senza “iniezione”) in cui il fluido, in uscita dallo stadio, ritorna al suo ingresso, dopo essere stato laminato e raffreddato da un opportuno scambiatore di calore ad acqua.

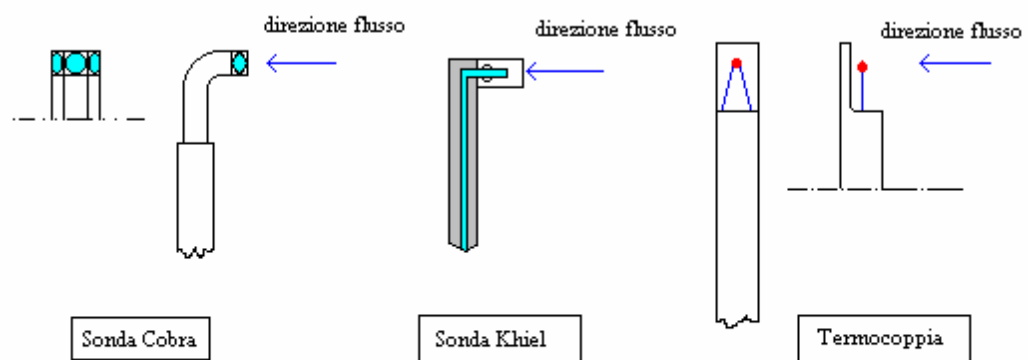
In altri casi il fluido segue due vie, la principale e la secondaria (iniezione), in entrambi i casi, la portata è regolata tramite valvole manuali o telecomandate (come nel caso del principale).

Il banco è provvisto di un filtro per eliminare la sporcizia, costituita principalmente da trucioli di metallo o resina, olio ecc., in oltre raddrizza il flusso tramite una griglia e funge da cassa di compensazione per eliminare eventuali fluttuazioni e risonanze.

Il banco è provvisto di tutti i connettori necessari per l'acquisizione dei dati, prese di pressione, attacchi per il giunto freddo, delle termocoppie, e di tutti gli altri servizi ausiliari. Il tutto è racchiuso in un box insonorizzato, provvisto di un'apertura principale, per le operazioni di montaggio / smontaggio, e altre piccole aperture le quali consentono l'ingresso per operazioni di servizio che si potrebbero verificare durante lo svolgimento della prova.

2.2 Sonde

Vengono effettuate misure di pressione, temperature e direzione del flusso. Il principio di funzionamento su cui si basano “quasi tutte” le sonde di pressione e quello del tubo di Pitot, dalle quali si ottiene la pressione totale, la pressione dinamica si ottiene per differenza dalla totale e la statica, mentre per le misure di temperature sono impiegate delle termocoppie.



- figura 2.2 -

Le sonde utilizzate (vedi figura 2.2) per le prove sono fabbricate manualmente dai tecnici addetti al montaggio dell'assetto, seguendo procedure standard. Per ogni assetto ne sono costruite delle nuove, ad eccezione delle sonde “cobra” (descritte in dettaglio nel prossimo paragrafo) e delle termocoppie, che in genere sono riutilizzabili.

La precisione delle misure dipende da due fattori:

- I. la taratura dei trasduttori, di pressione o temperatura, questa si effettua in modo da sfruttare al massimo la risoluzione dell'intervallo di utilizzazione

II. il buon posizionamento della sonda all'interno dello stadio

i valori acquisiti si ritengono precisi, per le pressioni il decimo di pascal, mentre per le temperature si arriva al centesimo di grado, infine per l'angolo di flusso è misurabile fino al decimo di grado.

2.2.1 Sonde Cobra

Il principio di funzionamento di questa sonda si basa su quello del tubo di Pitot, sono utilizzate esclusivamente per misurare la direzione del flusso, ma possono essere utilizzate anche per misure di pressione totale.

Chiamate così per la loro forma, sono costituite da tre tubicini d'acciaio, del diametro non superiore al millimetro, posti l'uno accanto all'altro (complanari), uniti tra loro per mezzo di una brasatura, la cui estremità è opportunamente smussata e piegata, tramite una maschera di piegatura, ad un angolo di 90°. La sonda è resa più robusta incamerandola in un tubo di alcuni millimetri (in genere non maggiore di 6 mm), lasciando sporgere la testa di circa un centimetro dall'involucro.

Le sonde di questo tipo si possono dividere in due categorie, le “sonde tarate” dove l'angolo del flusso è ricavabile dalla taratura effettuata in galleria del vento, per cui leggendo la differenza di pressione dei due tubi laterali si ricava l'angolo di flusso, invece le “sonde a bilanciamento” per le quali la lettura dell'angolo è effettuata leggendo un goniometro posto sulla sonda, quando ruotando la sonda si rileva una differenza di pressione.

2.2.2 Sonde Kiel

Il principio di funzionamento di questa sonda è intuibile dal disegno della figura 2.2, sono utilizzate per misure di pressione totale ($P_{tot}=P_{din}+P_{st}$). Formate da un tubicino piegato a L, inglobato per ragioni di robustezza e maneggevolezza in un tubo più grande, per meglio convogliare il fluido alla presa di pressione viene saldato all'estremità un bicchierino, opportunamente forato sul fondo. Possono essere montate singole o in serie, in quest'ultimo caso assumono un aspetto di un pettine. Non necessitano particolari cure costruttive o di montaggio, non occorre neppure una taratura poiché in sostanza non risente (entro certi limiti) della direzione del flusso rispetto al quale può essere montata, tollera angoli (della direzione del flusso in ingresso del sensore) variabili di più o meno 30°. In pratica sono tra le sonde più affidabili e robuste che sono usate.

2.2.3 Prese di pressione statica

Sono utilizzate per la misura della pressione statica alla parete, in pratica sono dei fori, ortogonali alla superficie delle parti statiche, dove poi è saldato tramite brasatura un tubicino metallico, che portato all'esterno dello stadio è collegato al sistema di trasduttori. Pur essendo di facile costruzione sono tra le sonde che possono provocare i maggiori errori di misura, infatti tra i fattori che influenzano il funzionamento troviamo che il foro deve essere il più possibile ortogonale alla superficie e i suoi bordi devono essere i più netti possibili.

2.2.4 Termocoppie

Appartengono al tipo Ferro - Costantana, sono incamerate in un tubicino d'alcuni millimetri sigillato con della resina sintetica che ha la funzione di renderle più robuste e maneggevoli. Sono provviste di un piccolo schermo tra il giunto caldo e la corrente del fluido, necessitano di taratura in forno ad olio, sono molto affidabili.

2.3 Metodologia di prova

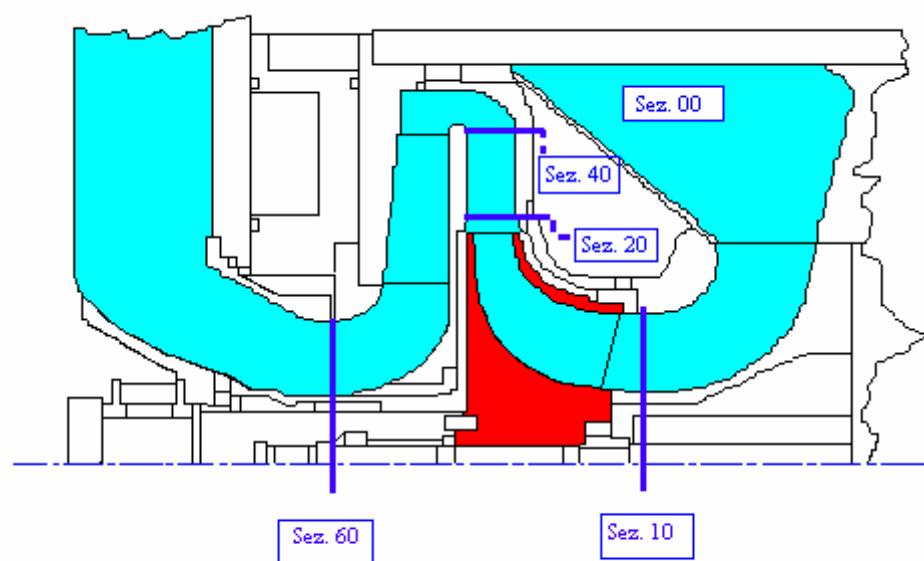
La prova segue una procedura standard sviluppata all'interno del Nuovo Pignone. La prima cosa che viene fatta, è decidere dove mettere, di che tipo e quante sonde occorrono per strumentare lo stadio. Quest'ultima scelta può variare secondo quanto accurata si vuole che sia l'acquisizione dei dati.

Montare le sonde richiede una notevole abilità ed esperienza, in quanto è necessario forare con precisione la cassa (d'acciaio) e le parti interne dell'assetto anch'esse prevalentemente costruite in acciaio o di resina, le cui superfici spesso non sono piane.

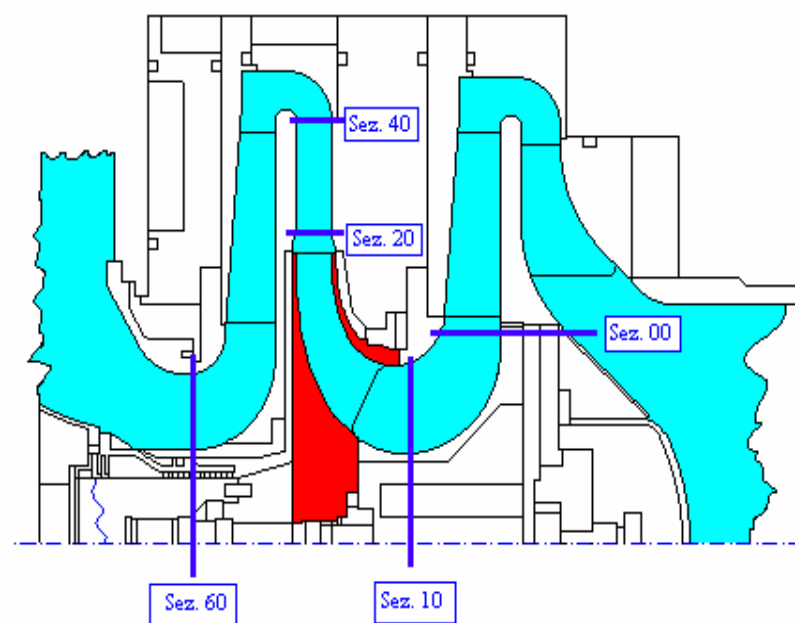
È necessario inoltre fare uscire dall'interno dello stadio un numero elevato di tubi metallici e fili elettrici, cercando di garantire una perfetta tenuta a fughe di fluido, in genere si utilizza per ripristinare le tenute dei fori una colla bicomponente, in particolare X 60 dell'HBM in grado di solidificare in pochi minuti.

L'Assetto, inteso come configurazione dello stadio, è diviso in un minimo di sei sezioni, anch'esse fissate dalla procedura, che vanno a formare così quattro segmenti di monitoraggio:

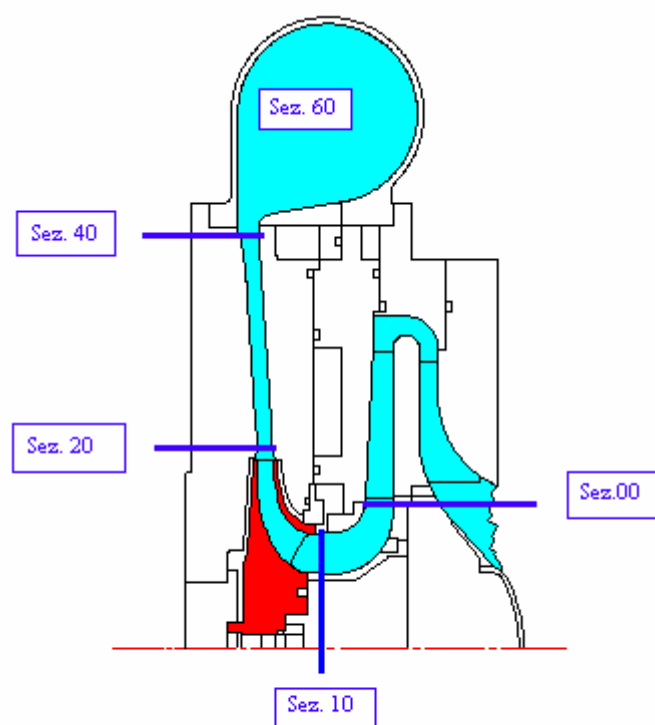
Segmento	00.10	10.20	20.40	40.60
Primo Stadio	Coclea di aspirazione	Girante	Diffusore (vortice libero o palettato)	Canale di ritorno
Stadio Intermedio	Canale di ritorno a valle	Girante	Diffusore (vortice libero o palettato)	Canale di ritorno
Ultimo Stadio	Canale di ritorno a valle	Girante	Diffusore (vortice libero o palettato)	Coclea di mandata



- Primo stadio -



- Stadio intermedio -



- Ultimo stadio -

2.3.1 Sezione 00 Aspirazione stadio

La sua collocazione dipende dal tipo di stadio in esame, infatti, se si sta provando un primo stadio o un monostadio (vedi figure precedenti), i sensori sono posti all'ingresso della coclea d'aspirazione, se invece si tratta di un ultimo stadio o uno stadio intermedio i sensori sono montati subito dopo il diffusore palettato, del simulatore di girante, infatti è necessario per simulare perfettamente uno stadio intermedio, poiché il fluido deve arrivare alla girante dello stadio con un angolo uguale a quello che gli sarebbe imposto da un'eventuale girante a monte.

2.3.2 Sezione 60 Uscita stadio e le sezioni intermedie

Anche questa come la precedente prevede due casi, il primo in cui si stia provando un primo stadio o uno intermedio, dove i sensori sono montati alla fine del canale di ritorno, un secondo dove abbiamo invece un ultimo stadio o un monostadio, in cui i sensori sono montati dopo la coclea di mandata.

La sezione 00 e 60 sono fondamentali, al fine della prova, poiché consentono l'elaborazione di stadio, perciò il loro "montaggio", come la scelta del numero dei sensori da installarvi, è seguito e controllato con cura, un'eventuale avaria ai sensori di queste due sezioni può causare la perdita dell'intera prova.

Le altre sezioni generalmente uguali in ogni assetto sono, la **10 (ingresso girante)**, la **19 (uscita girante)**, la **20 (ingresso diffusore)** e la **40 (diffusore - ingresso canale di ritorno)**, sono tutte alquanto delicate ma non "indispensabili" ai fini del calcolo dello "stadio", sono invece necessari

per i calcoli dei vari segmenti, che verranno dettagliatamente discussi più avanti.

Dato l'elevato numero di sonde, in particolare delle prese di pressione, è impensabile dotare ogni banco con un numero sufficiente di trasduttori di pressione, ne sono utilizzati, infatti, meno di una decina, sono fabbricate dalla Gould Incorporated Measurement Sistem Division - Oxnard, California - e ognuna è collegata con una sonda con un sistema di valvole rotanti, della Multiple Scanivalve Sistem della Scanivalve Corporation - San Diego U.S.A -. Naturalmente tutti i trasduttori e le sonde sono controllati, e se necessario ritirati.

Dopo un controllo standard viene acceso il banco, occorrono in media trenta minuti per raggiungere le condizioni di regime.

Agendo sulle valvole del controllo della portata del flusso, si varia il $fi1$, trovato quello desiderato si lancia il programma d'acquisizione.

Il primo punto che viene di solito acquisito è quello di progetto, altri due punti importanti, sono il pompaggio e il choking ,il margine destro e sinistro delle curve delle caratteristiche, tutti gli altri sono scelti in quest'intervallo.

I programmi d'acquisizione, (standard ne esistono due), girano su un grande calcolatore che lavora in ambiente VAX, i dati sono così elaborati e resi disponibili con un'export tramite Ftp in file leggibili in ambiente DOS in modo da ricavare con programmi temporanei in QBasic delle tabelle per poterle manipolare con software specifici; i diagrammi degli andamenti dei parametri tipici dello stadio sono ricavati con MicroCall Origin.

I dati possono richiedere ulteriori elaborazioni, che vengono fatte con, Excel per operazioni varie, Matlab per diagrammare l'andamento delle pressioni, velocità e temperature alla sezione considerata, Labview per studiare le fluttuazioni di pressione.

È da far notare che ogni curva è fatta in funzione del coefficiente di portata $fi1$.

2.4 Risultati tipici

Le prove forniscono una quantità considerevole di dati, composti per lo più da pressioni e temperature, che sono registrate ed elaborate dallo stesso programma d'acquisizione. Si eseguono più tipi di prove, la prima è sempre quella in configurazione standard, seguono quegli assetti a cui sono stati apportati delle modifiche, in genere strutturali, rispetto all'originale, per esempio può essere montata una coclea maggiorata, o dei diffusori palettati. Altre prove consistono, conservando la configurazione dell'assetto, di eseguire la prova a diversi numeri di Mach.

Il programma d'Assetto Standard si esegue con aspirazione libera senza scansione, si effettua l'acquisizione e l'elaborazione delle seguenti sezioni, 00, 10, 19, 20, 40, 60 e si elabora i seguenti elementi: stadio 00 - 60, ingresso girante 10 - 00, uscita girante 19, diffusore vortice libero 19 - 40, canale di ritorno 40 - 60. Un'altro tipo di programma è quello che si usa con Assetto Standard con canale di ritorno in aspirazione, le sezioni 00 - 10 sono trattate in maniera differente perché c'è la possibilità di scansione.

La nomenclatura che viene ogni volta assegnata ad una prova, composta da più file chiamati semplicemente con un numero, prende il nome della commessa del compressore a cui appartiene lo stadio più una sigla alfa numerica che indica quale stadio sia più a quale tipo di prova è stato sottoposto.

2.4.1 Pressione totale (P_{tot})

Definita come la somma tra la pressione dinamica e quella statica $P_{tot} = P_{din} + P_{st}$, parametro fondamentale poiché oltre per i vari coefficienti ha un

ruolo di primo piano su i rendimenti di stadio, è misurata accuratamente in ogni sezione con le “sonde kiel”, è misurata in pascal.

2.4.2 La temperatura (T)

Parametro importantissimo come la pressione totale, poiché dà un'immediata visione dell'andamento dello stadio. È un parametro difficile da misurare poiché non è detto che correnti calde e fredde si miscelino come si vorrebbe, all'interno dei vari segmenti, è quindi facilissimo posizionare le sonde in un punto sbagliato della sezione.

Per risolvere questo inconveniente, quando si può fare, si rende movibile la sonda lungo il suo asse o si dispongono più termocoppie a scalino, la temperatura viene misurata in gradi Kelvin.

2.4.3 Pressione statica (Pstat)

Indispensabile per il calcolo dei coefficienti di recupero e di perdita, è la misura più delicata da fare, è misurata in pascal.

2.4.4 Pressione dinamica (P_{din})

E' ricavata dalla differenza tra la pressione totale e statica

$$\mathbf{P_{din} = P_{tot} - P_{stat}.}$$

è misurata in pascal.

2.4.5 Direzione flusso

Si misura all'uscita della girante con le “sonde cobra”, parametro necessario per conoscere i triangoli di velocità, necessari per esempio per il dimensionamento dell'inclinazione delle palette del diffusore palettato.

3. Oggetto del lavoro

Sono state prese in esame diverse prove su modelli di stadi di compressori centrifughi, effettuati dal Nuovo Pignone dal '94 al '98. Le prove sono divise secondo le configurazioni, il f_{i1}^* (coefficiente di portata in ingresso della girante sul punto di progetto) e il Mu^* (numero di Mach di riferimento) sono raccolte in ordine sulla tabella che segue.

ASSETTO	f_{i1}^*	Mu^*	ASSETTO	f_{i1}^*	Mu^*
A1	0,1171	0,77	F1	0.095	0,57
A2	0,1171	0,6	F2	0.095	0,4
A3	0,1171	0,85	F3	0.095	0,8
B1	0,0892	0,72	F1°	0.095	0,57
B2	0,0892	0,85	F2°	0.095	0,4
B3	0,0892	0,6	F3°	0.095	0,8
C1	0,0705	0,68	G1	0,1187	1,04
C2	0,0705	0,55	H1	0,548	0,7
C3	0,0705	0,75	H1°	0,548	0,7
D1	0,0548	0,8	I1	0,0819	0,75
D2	0,0548	0,7	I1°	0,0819	0,75
D3	0,0548	0,9	L1	0,0466	1,25
E1	0,149	1			

- Gli assetti evidenziati con l'apice "zero" stanno ad indicare la presenza di diffusori palettati -

I dati riguardanti le prove sono estratti dall'ambiente VAX con Ftp e copiati su dischetti per PC. Ogni dischetto diviso per assetto contiene tutti i file delle prove eseguite sullo stadio.

3.1.1 Estrazione dati

Per estrarre i dati dai files, delle prove, è stato costruito un programma in QBasic chiamato "Elabora" che è in grado di andare a leggere, alla colonna e sulla riga corrispondente, i dati che sono utili e successivamente elaborarli, in genere Elabora calcola i rendimenti politropici delle varie sezioni e i coefficienti di recupero e perdita usando le relazioni viste prima (vedi listato del programma nell'appendice).

Elabora deriva da un programma già esistente in Nuovo Pignone, che dopo opportune modifiche, per aggiornarlo, è stato in grado di fare ciò che ci occorreva, è stato anche fornito di alcune istruzioni per aggirare eventuali ostacoli, per esempio divisioni per zero ecc. Il programma è molto flessibile dato che non sempre i dati da estrarre sono contenuti nelle stesse righe, possono cambiare da una serie ad un'altra (mai su una stessa serie), ogni volta che è cambiata la serie è necessario aggiornare il programma.

L'acquisizione dei dati durante la prova è tutt'altro che esente da avarie dei sensori, questo è facilmente verificabile andando a leggere nella prova i valori delle pressioni o delle temperature ad una qualunque sezione sospetta, le termocoppie hanno il vantaggio / svantaggio che o funzionano oppure no, in quest'ultimo caso la termocoppia dà come risultato lo zero assoluto.

Nel caso dei sensori di pressione abbiamo due tipi di "avarie" possibili:

- | | |
|-----------|--|
| 1° avaria | sonda fuori uso, si legge sul file della prova la pressione atmosferica |
| 2° avaria | cattivo funzionamento, è necessario fare un confronto con la sezione che la precede, è necessario verificare che la pressione totale a monte sia più piccola di quella a valle, questo |

criterio di verifica non funziona per la pressione alla sezione 20, che essendo dopo la girante ha sempre una pressione superiore della sezione che la precede.

Questi chiarimenti sono necessari per spiegare perché, come vedremo in seguito, manchino alcune sezioni se non addirittura delle intere prove, di stadi di compressori.

Nel caso di eventuali errori sul foglio di prova Elabora può produrre un errore di overflow con conseguente arresto del programma. È stato necessario, dotare il programma, come già accennato in precedenza, di alcune semplici istruzioni, capaci di far aggirare l'ostacolo senza interrompere l'elaborazione (vedi listato).

In realtà Elabora non è lanciato su un file alla volta, poiché oltre ad essere un lavoro molto ripetitivo avrebbe richiesto troppo tempo solo per estrarre i dati di una serie (che può essere composta da più di 20 punti), viene perciò creato un file con estensione *.pro, in Editor di DOS (vedi Appendice B), che lanciato su Elabora consente al programma di prendere sequenzialmente i files delle prove.

Si ottengono così delle tabelle ordinate secondo il numero di prova contenenti tutti i coefficienti tipici, a cui si assegnano dei nomi abbreviati che indicano a quale assetto e a che tipo di prova appartengono. Le tabelle così ottenute sono leggibili dal programma d'interpolazione grafica Micro Call Origin che è in grado di manipolarle perfettamente e di crearne le curve.

3.1.2 MicroColl Origin

Origin è in grado creare delle curve dopo che è stato definito quale valore della tabella deve essere l'asse delle ascisse, segue l'interpolazione dei punti.

Questa è la parte più delicata del lavoro, infatti, i punti raramente hanno degli andamenti riconducibili a funzioni note, il programma è comunque fornito di molte funzioni interpolanti, non che la possibilità di poterne costruire di nuove. I comandi sono contenuti nel Fit Menu, tra le molte funzioni interpolatrici ne sono state usate due in particolare, la Polynomial Regression e un'altra che è stata studiata appositamente per interpolare le curve più "difficili", che il programma chiama User.

E' stato necessario inventare un nuovo polinomio interpolante, poiché la sola polinomiale non è sufficiente, infatti i diagrammi presentano la particolarità di avere due diverse concavità a destra e sinistra del punto di progetto (ηp^* ; f_{i1}^*), cosa impossibile da ricavare con polinomi di secondo grado, ancora peggio con i gradi superiori che producono inversioni di concavità.

Il problema è stato risolto usando la funzione esponenziale, che ha la proprietà di tendere a zero molto velocemente dopo un certo valore, combinando quindi due curve esponenziali opportunamente modificate si ottiene, a destra e sinistra del loro punto di intersezione, una curva con due concavità.

La bontà dell'interpolazione dipende naturalmente dall'operatore, che deve giudicare, quando la curva ha un andamento fisicamente possibile, compatibile con la grandezza fisica che rappresenta.

3.1.2.a Polinomial Regression

Questa particolare curva d'interpolazione usa l'equazione:

$$y = a_0 + a_1 x + a_2 x^2 + \dots + a_n x^n \quad (3.1)$$

Selezionato il comando Polinomial Regression, Origin apre una finestra di dialogo dove si può specificare l'ordine della polinomiale, scegliendo l'esponente n da (1 – 9), il numero di punti che dovrà avere la curva interpolata e l'intervallo dove deve essere compresa

3.1.2.b User

Origin è in grado di effettuare interpolazioni usando funzioni create dall'operatore, aperta la finestra di dialogo Select Fitting Function siamo in grado di definirla, dopo numerosi tentativi è stata individuata una funzione di tipo esponenziale che ha dimostrato una notevole flessibilità nell'interpolare curve con diversa concavità a sinistra o destra del punto di massimo:

$$y = \eta_p^\circ + k_1 (f_{i1}^\circ - x) e^{k_2 x} + k_3 (x - f_{i1}^\circ) e^{k_4 (f_{i1\max} - x)} \quad (3.2)$$

User si avvale di sette costanti, ognuna delle quali deve essere immessa dall'operatore almeno per la prima volta, naturalmente esiste un criterio per assegnare questi valori:

- η_p° indica orientativamente il valore max della curva, che si può sostituire con l'intersezione degli asintoti.

- **k1, k2, k3 e k4** dipendono invece dalla pendenza a destra e sinistra della curva, non vi è un criterio esatto di stima di questi coefficienti, durante il lavoro, infatti, sono state ricercate eventuali legami tra le costanti e le curve appartenenti a solite sezioni, è necessario quasi sempre che siano negativi e $k1 > k2$ e $k3 > k4$. Buoni valori di partenza, dopo numerose prove, si sono dimostrati:

$$(k1 = k3) = -5$$

$$(k2 = k4) = -50.$$

- **fi1°** (che non è altro che il fi1 di progetto) è il valore dell'ascissa corrispondente ad η_p° .

- **fi1max** è il valore dell'ascissa corrispondente all'intersezione dell'asintoto destro della curva con l'asse delle ascisse.

Assegnare i valori alla funzione d'interpolazione è un lavoro che oltre a richiedere molto tempo necessita da parte dell'operatore anche di esperienza.

3.2 Analisi dei dati

3.2.1 Presentazione dei risultati

Tutti i risultati presenti nella relazione sono stati presentati in forma adimensionale, riferiti percentualmente al valore massimo del fondo scala, in modo da garantire la riservatezza dei dati senza alterare le informazioni trovate, naturalmente i risultati per il data base utilizzato dal Nuovo Pignone sono in forma originale.

Tutte le prove esaminate possono essere divise in due famiglie:

- I. Assetto standard in configurazione originale al Mach di progetto
- II. Assetto standard in configurazione originale eseguito a due diversi numeri di Mach fuori progetto.

Scopo primo del lavoro di analisi era l'individuazione dei coefficienti tipici dei segmenti standard (00.10, 10.20, 20.40, 40.60), ma per vari motivi, che saranno illustrati qui di seguito, non è stato possibile eseguire l'analisi di tutti i segmenti. Durante l'estrazione dei dati (di ogni assetto) sono stati riscontrati valori delle grandezze fluidodinamiche non corretti, soprattutto concentrati nella sezione 10, che ha reso impossibile il calcolo dei coefficienti del segmento 00.10; per ovviare a questo inconveniente è stato sostituito ai due segmenti contenenti la sezione 10 il segmento 00.20, chiamato "impropriamente" Girante.

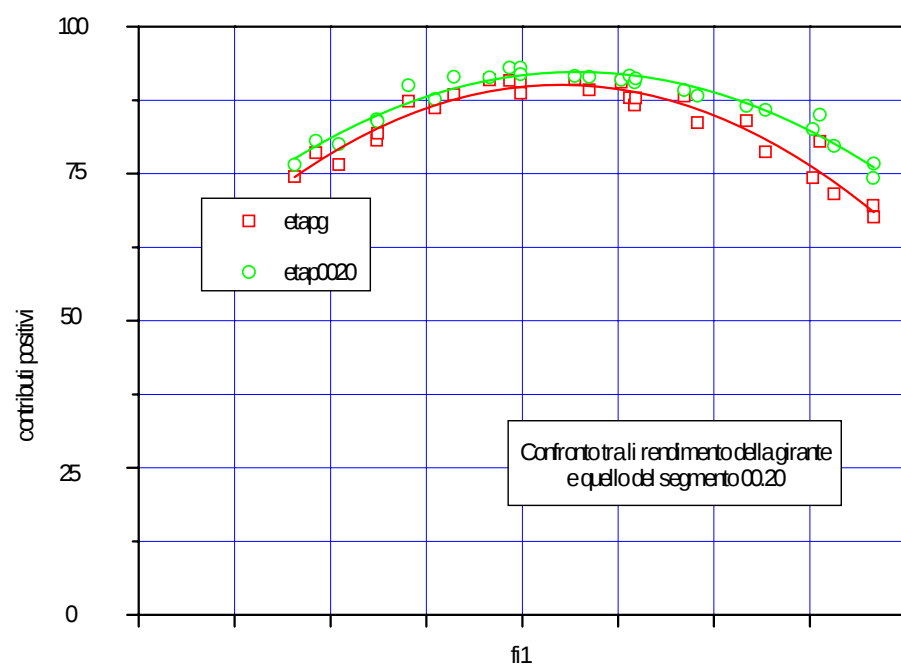
Chiamare questo segmento Girante può indurre a delle perplessità, poiché utilizzando la nomenclatura precedentemente il segmento 10.20 che

individua realmente la girante, in oltre il rendimento politropico di questa sezione è calcolato con l'espressione:

$$\text{etap (00.20)} = \frac{n}{n-1} \frac{\ln \frac{P_{20}}{P_{00}}}{\ln \frac{T_{60}}{T_{00}}} \quad (3.1)$$

che non è certo quella reale della girante (etag) calcolato in maniera esatta dal programma di acquisizione. Delle piccole differenze ci sono realmente ma sono ritenute piccole e tutto sommato accettabili , in alcuni casi sono quasi nulle. Questo si può spiegare osservando i termini che compaiono nell'espressione del rendimento (3.1) che sostituiscono quelli dell'espressione (1.16):

- la pressione totale alla sezione 00 invece di quella alla sezione 10, dove la $P_{tot00} > P_{tot10}$, ma è anche vero che $P_{tot00} \approx P_{tot10}$;
- la temperatura alla sezione 60 invece che quella misurata alla sezione 20, dove la $T_{60} < T_{20}$, ma è anche in questo caso $T_{60} \approx T_{20}$;



- figura 39

per cui alla fine dei conti come si può vedere dal diagramma della figura 3.0 si ottengono solo piccole differenze.

Oltre alla sez.10, che è diffusamente sbagliata in tutte le prove esaminate, sono stati individuati due assetti in cui non solo la sez.10 è sbagliata ma anche le sezioni 20, o 40, o entrambi. In particolare, entrambe le sezioni, sono risultate non affidabili per l'assetto "C" mentre per l'assetto "E" è risultata non buona solo la sez. 40.

Per cercare di recuperare il numero più elevato possibile d'informazioni dall'assetto "E" è stata aggiunto il segmento 20.60, che in sé non dice nulla di nuovo se ci sono gli altri due segmenti (20.40 e 40.60) poiché non identifica nessuna parte specifica dello stadio se non l'andamento globale del diffusore + (canale di ritorno o coclea) e perciò la chiameremo simbolicamente "parte statica". Per L'assetto "C" invece ogni informazione è andata perduta e non è stato possibile recuperare nulla, anche se un tentativo è stato fatto, infatti, è stato cercato di ricavare per via teorica almeno la sez. 20, ma questa strada, subito abbandonata, andava al di là degli scopi prefissati, cioè ottenere coefficienti di natura esclusivamente sperimentale.

In definitiva sono stati ricavati i coefficienti dei seguenti segmenti: 20.40 (diffusore), 40.60 (coclea di mandata / canale di ritorno) e 20.60 (parte statica).

3.2.2 Segmento 00.20

Questo segmento rappresenta la parte rotorica dello stadio, la girante, ed è chiaro che come parte integrante dello stadio è stato più volte nominato, ma poiché l'oggetto del lavoro è l'analisi delle parti statiche, non è stato approfondito l'analisi di questo segmento.

3.2.3 Segmento 20.40

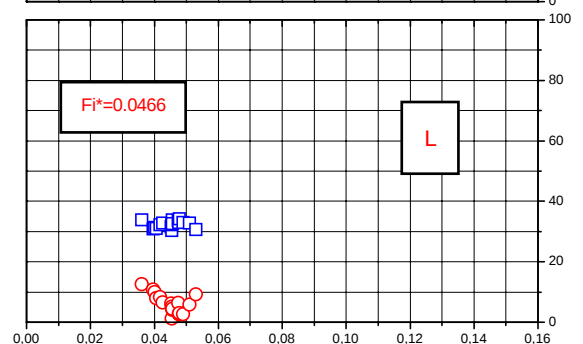
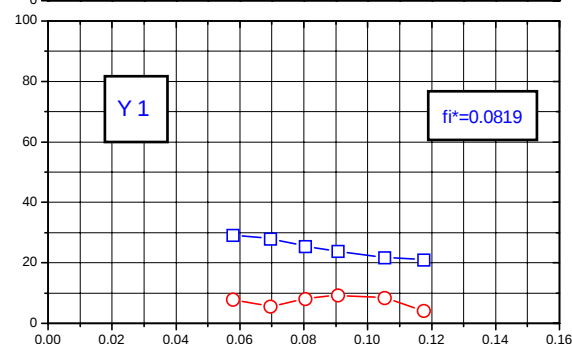
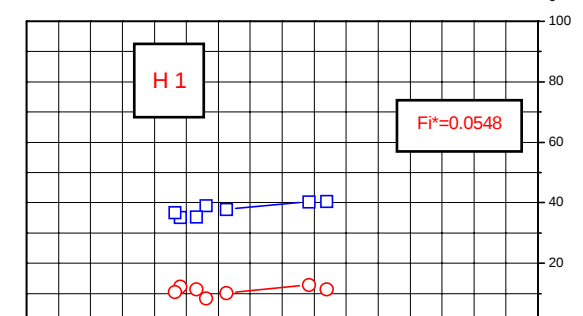
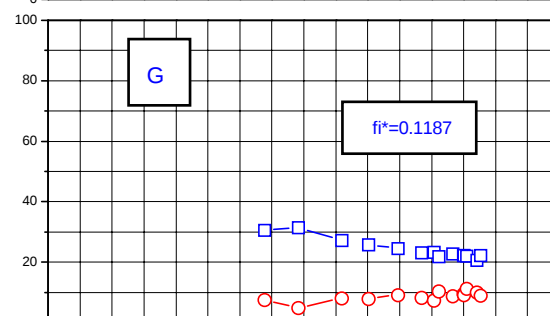
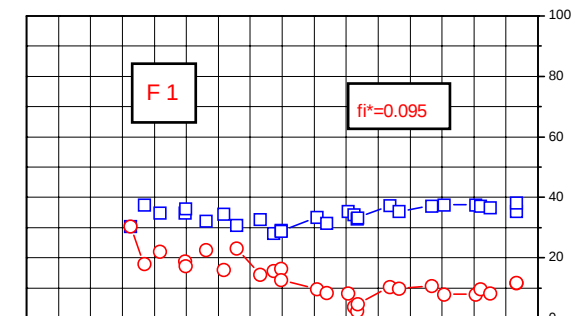
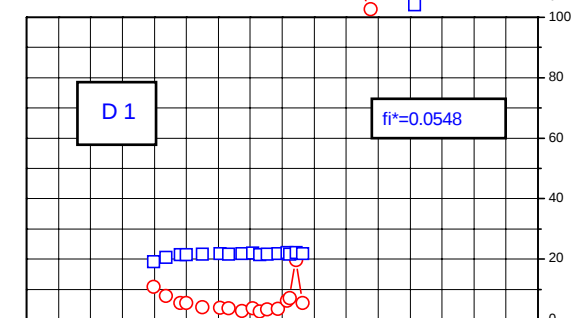
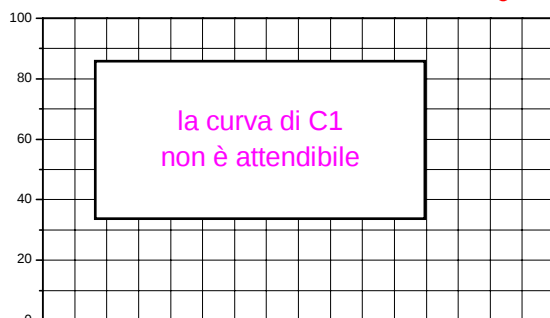
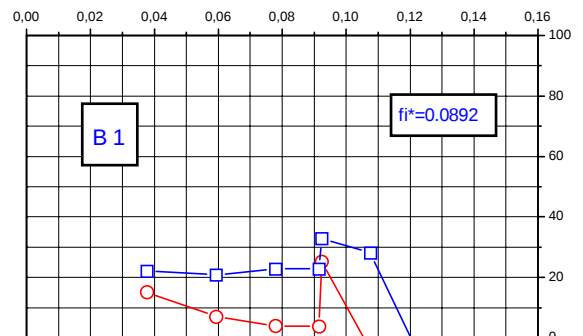
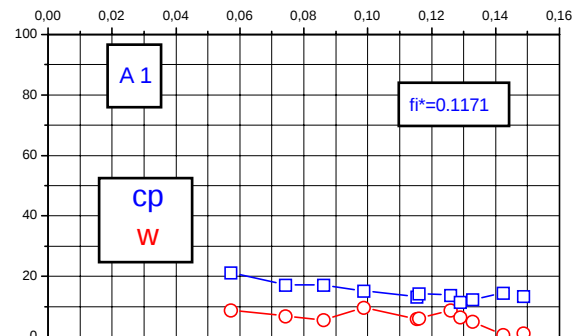
Con lo studio di questo segmento si esamina il comportamento del diffusore, che può presentarsi in due configurazioni:

- I. diffusore a vortice libero;
- II. diffusore palettato;

con gli assetti standard in configurazione originale, si studiano solo i diffusori del primo caso.

Di questo segmento sono stati esaminati i coefficienti di recupero e di perdita di pressione, i risultati ottenuti sono raccolti nella **Tavola n°1**. Un aspetto interessante che è stato osservato è l'andamento dei due coefficienti, infatti, il coefficiente di recupero ha valori che stanno sempre sopra a quelli del coefficiente di perdita.

Coefficienti di perdita e di recupero provati al banco modelli dal (1994-1997) del segmento 20.40



fi_1

I punti sono uniti con una spezzata, non è stato ritenuto necessario interpolare una curva, poiché presentano un andamento quasi rettilineo e sufficientemente chiaro, con tendenza ad intersecarsi al crescere del coefficiente di flusso (**fi1**), comportamento seguito da tutti i diagrammi. Tenuto di conto del significato fisico di questi due coefficienti è stato dedotto che in generale questi segmenti riescono bene a convertire la pressione dinamica in pressione statica, in maniera anche migliore di quanta pressione totale è persa.

Nella maggioranza dei diffusori è visibile che in prossimità del punto di progetto il coefficiente di perdita di pressione totale assume dei minimi o almeno si mantiene su valori molto bassi.

L'ultima riflessione è riferita all'andamento, praticamente costante, dei due coefficienti all'aumentare della portata di fluido, infatti, un tale comportamento del segmento ha fatto pensare ad un buon campo di utilizzazione.

È stato concluso che il diffusore è generalmente dimensionato e progettato con cura, come si può osservare dai diagrammi della **Tavola n°2**, dove è stato riportato l'andamento delle perdite (**etap20.40**) in funzione della coefficiente di flusso, le "curve" presentano due andamenti tipici, gli assetti "**A1**", "**G1**" e "**Y1**" hanno un andamento tipicamente lineare con pendenza positiva per il primo, negativa per gli altri.

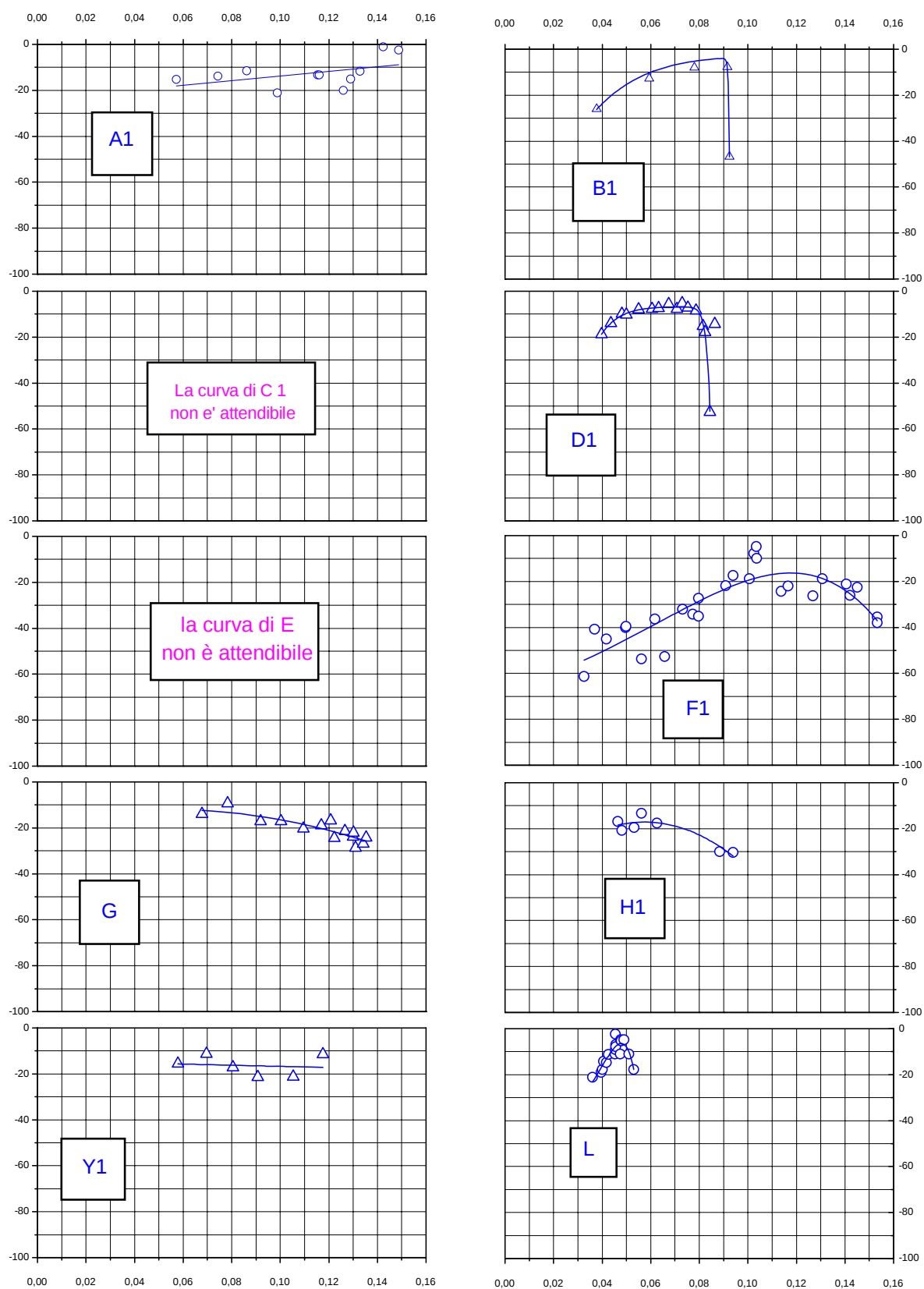
I rimanenti segmenti degli altri assetti presentano una curva a concavità verso il basso, ad eccezione del segmento dell'assetto "**L**", le curve presentano un'ampia zona di bassa perdita di prestazioni in un intervallo del punto di progetto, in oltre nella maggioranza dei casi si registra un marcato peggioramento delle prestazioni allontanandosi dal punto di progetto, in direzione dei **fi1** crescenti.

Il diffusore è rappresentabile con un "condotto divergente" un po' particolare, dove i meccanismi che causano le perdite di prestazione sono:

I. l'Attrito Viscoso

II. le Separazioni.

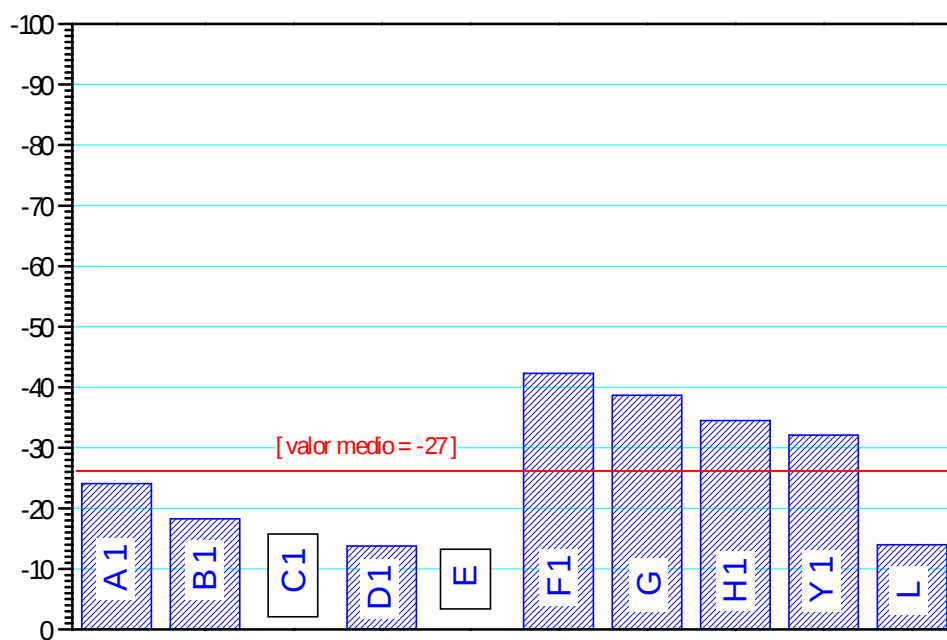
Rendimenti degli stadi provati al banco modelli dal (1994-1998) del segmento 20-40



E' chiaro che per canali privi di forti variazioni della sezione le perdite sono completamente imputabili all'attrito viscoso (dipendente dalla velocità), e poiché la velocità è legata alla portata, un aumento di questa farà aumentare le. Sta di fatto che i "crolli" di prestazione, come sono evidenti nella parte sinistra dei diagrammi per i tre segmenti degli assetti ("B1", "D1", "L"), sono imputabili al fenomeno del "choking", che innesca il fenomeno della separazione. Una visione globale delle perdite sul punto di progetto di tutti i segmenti 20.40 è di facile visione nell'istogramma della **tavola n°3**.

Tavola n°3

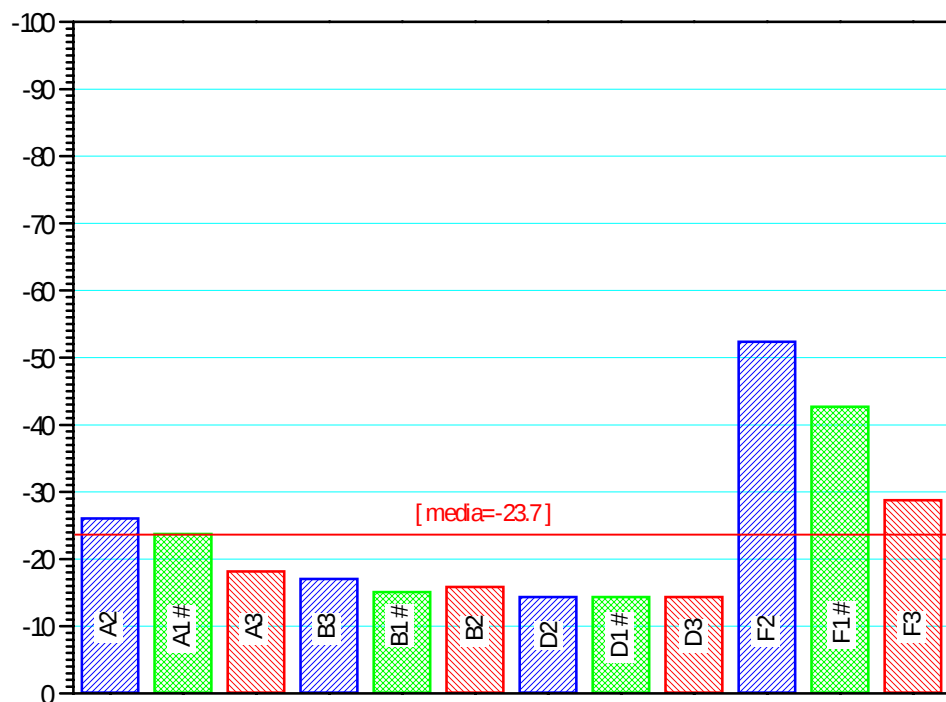
Visione completa delle perdite dei Segmenti 20.40
sul punto di progetto



Per concludere sono stati esaminati i comportamenti dei diffusori (assetto in configurazione originale) a diversi numeri di Mach, estraendone i valori delle prestazioni sul punto di progetto. È visibile un aumento delle perdite al crescere di quest'ultimo, (vedi **tavola n°4**), le cause di questo peggioramento

Tavola n°4

Confronto delle perdite dei seg. 20.40, a differenti numeri di Mach
Le prove evidenziate con "#" sono quelle sul punto di progetto



delle prestazioni è spiegabile ragionando, su quanto detto in precedenza, su gli effetti di un aumento della velocità (del fluido) in un condotto.

I punti di ogni segmento, soffrono di una certa dispersione e una scarsa ripetibilità, una spiegazione plausibile può dipendere dai molti fattori, tra cui il

più probabile è quello legato alla non facile individuazione, all'interno del segmento, della zona di fluido indisturbato.

3.2.4 Segmento 40.60

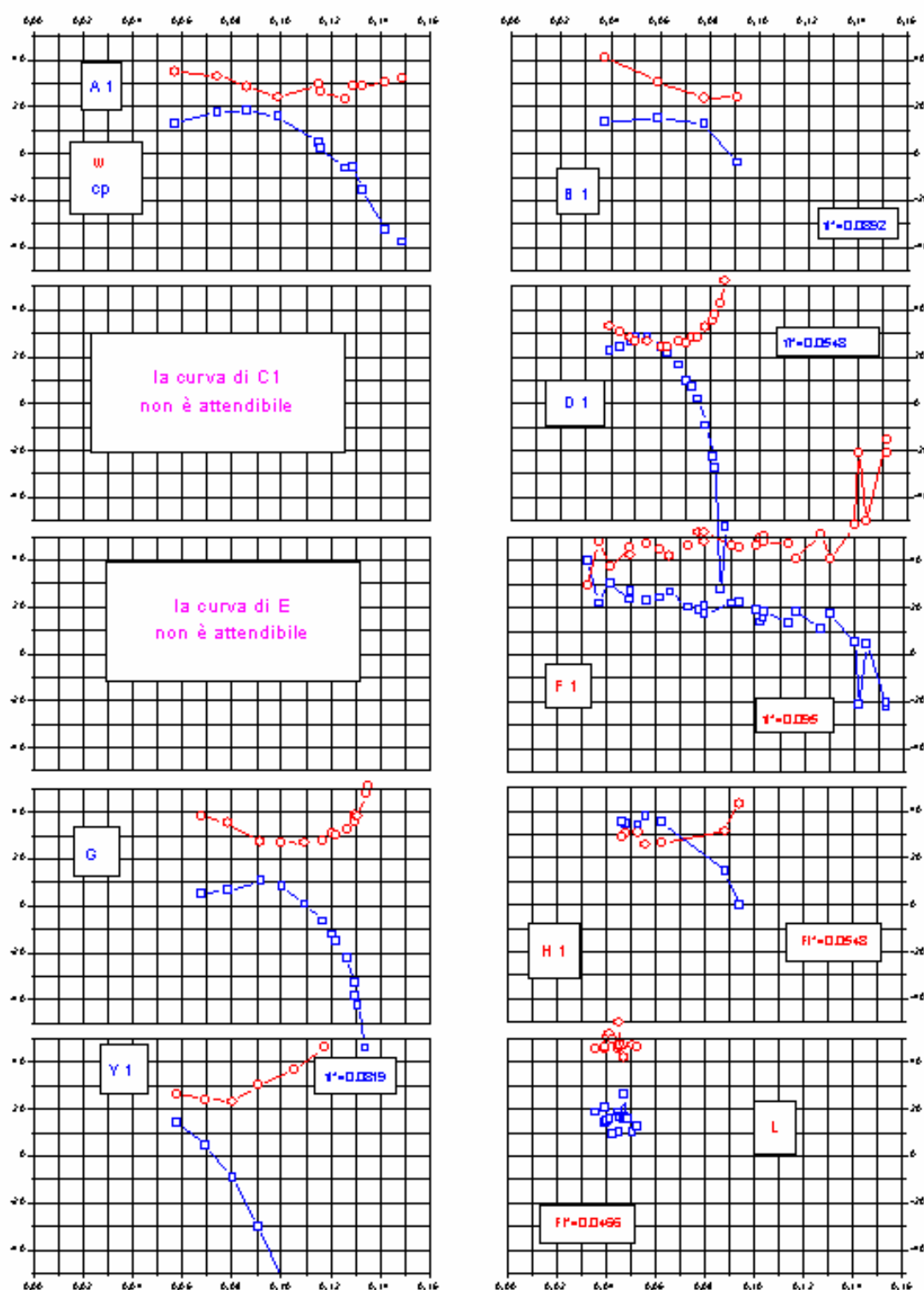
Questo segmento individua due differenti parti dello stadio, la coclea di mandata o un canale di ritorno. Il primo tipo di segmento appartiene agli assetti "F1", "H1", "L", mentre tutti gli altri sono dei segmenti del secondo tipo.

I diagrammi dei coefficienti di recupero e di perdita di pressione, di questo segmento, sono raccolti nella **tavola n°5**.

È stato fatto un confronto tra i coefficienti dei canali di ritorno con i diffusori, infatti, ambedue sono dei "condotti divergenti", dove però, il primo presenta sempre delle palette raddrizzatrici, poiché deve dare un'incidenza ottimale al fluido che si deve presentare all'ingresso della girante dello stadio successivo, mentre i diffusori (della configurazione originale), sono a vortice libero, quindi privi di palettature.

È emerso che il canale di ritorno ha un comportamento completamente diverso dal segmento 20.40, infatti, in quasi tutti i casi il coefficiente di perdita è più grande di quello di recupero di pressione (nel diffusore succedeva l'inverso), dove per portate superiori al punto di progetto il coefficiente di perdita subisce un forte aumento, con crescita quasi verticale, viceversa il coefficiente di recupero subisce una rapida caduta; questo segmento è essenzialmente penalizzato dalla presenza delle palettature di cui è provvisto, quindi fissare il punto di progetto equivale ad aver fissato l'angolo del flusso in uscita della girante, (che si conserva attraverso il diffusore) e quindi anche fissare l'angolo di incidenza con cui si montano le palette.

Coefficienti di perdita e di recupero
provati al banco modelli dal (1994-1998) del segmento 40-60

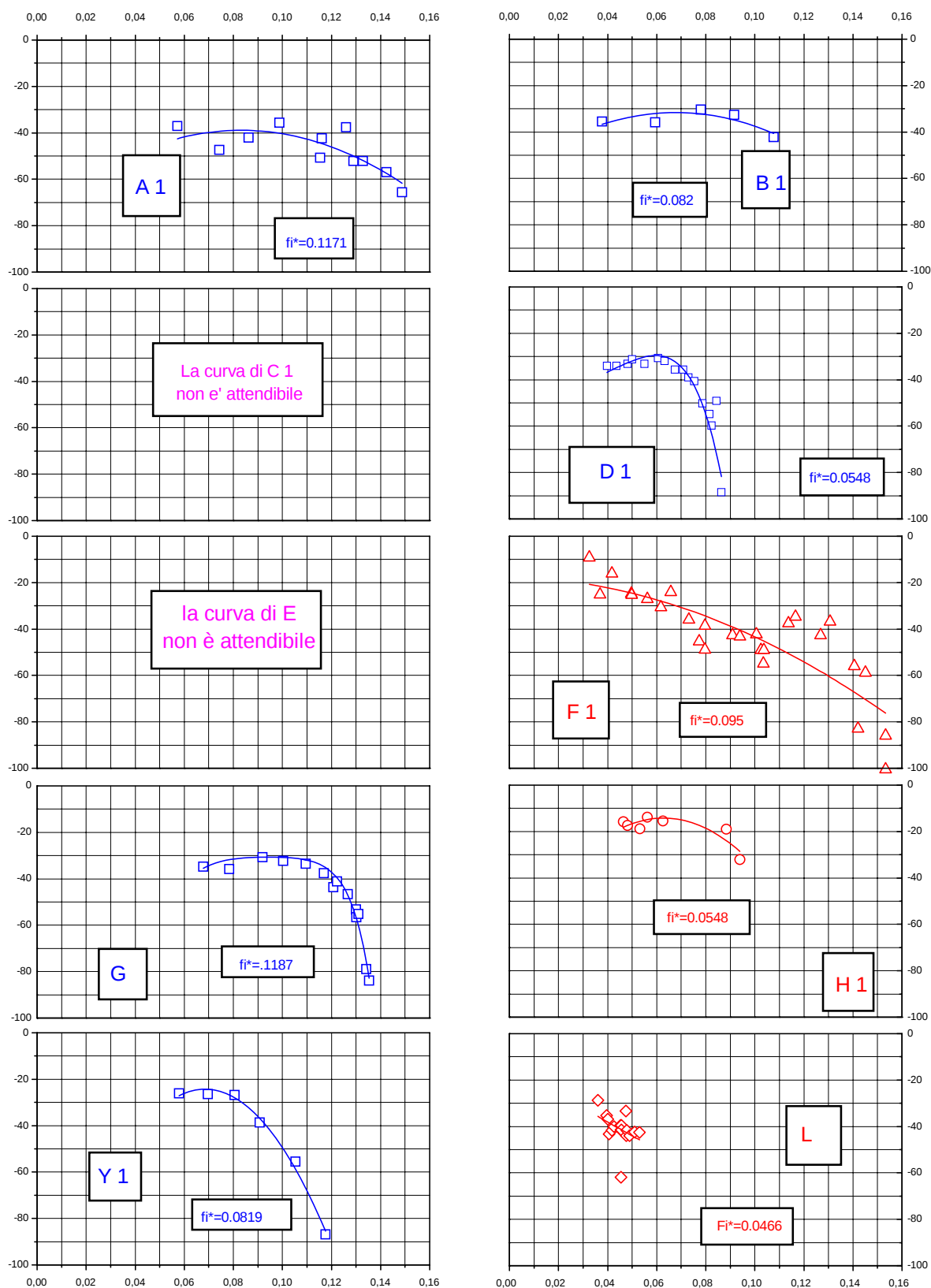


Queste ultime sono in pratica dei profili alari, dove per angoli di incidenza eccessivi del flusso si ha il distacco della vena o strato limite con conseguente formazione di vortici, che una volta innescati provocano un forte aumento delle perdite delle prestazioni.

Diverso è il comportamento delle coclee di mandate, dove non essendoci nessun tipo di palettatura, non presentano un forte calo di prestazioni, in un piccolo intorno del punto di progetto, la coclea dell'assetto "**H1**" ha un comportamento invertito rispetto agli altri segmenti, infatti in un intorno del punto di progetto il coefficiente di recupero è addirittura più grande del coefficiente di perdita di pressione.

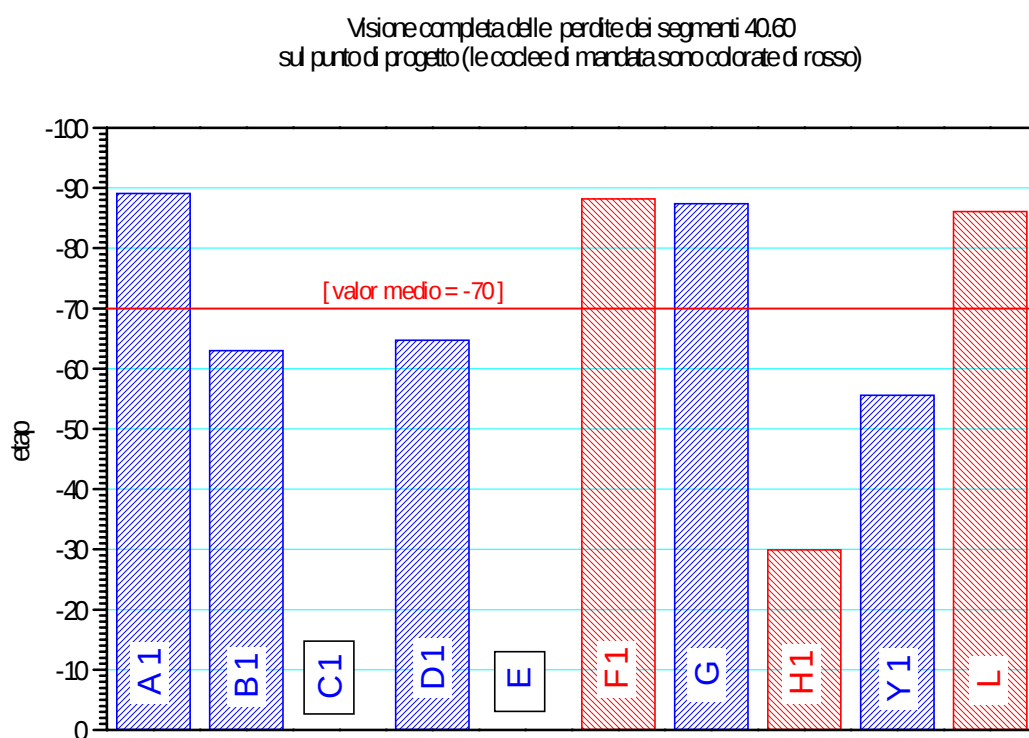
Andando a vedere i diagrammi relativi al "rendimento politropico", della sezione 40.60 (**etap40.60**), contenuti nella **tavola n°6**, dove coclee e canali di ritorno sono distinguibili per i differenti colori, rosso per le prime e blu per le seconde, è chiaro che le prestazioni peggiorano più velocemente per un canale di ritorno che per una coclea, questo risultato era atteso, infatti, il fluido all'interno della coclea subisce una diminuzione della velocità dovuta ad un aumento della sezione di passaggio, questo rallentamento provoca conseguentemente una riduzione delle perdite per attrito, fenomeno che non avviene in un canale di ritorno dove in oltre ad peggiorare le cose ci sono anche le palette raddrizzatrici.

Rendimenti degli stadi provati al banco modelli dal (1994-1998) deisegmenti 40-60

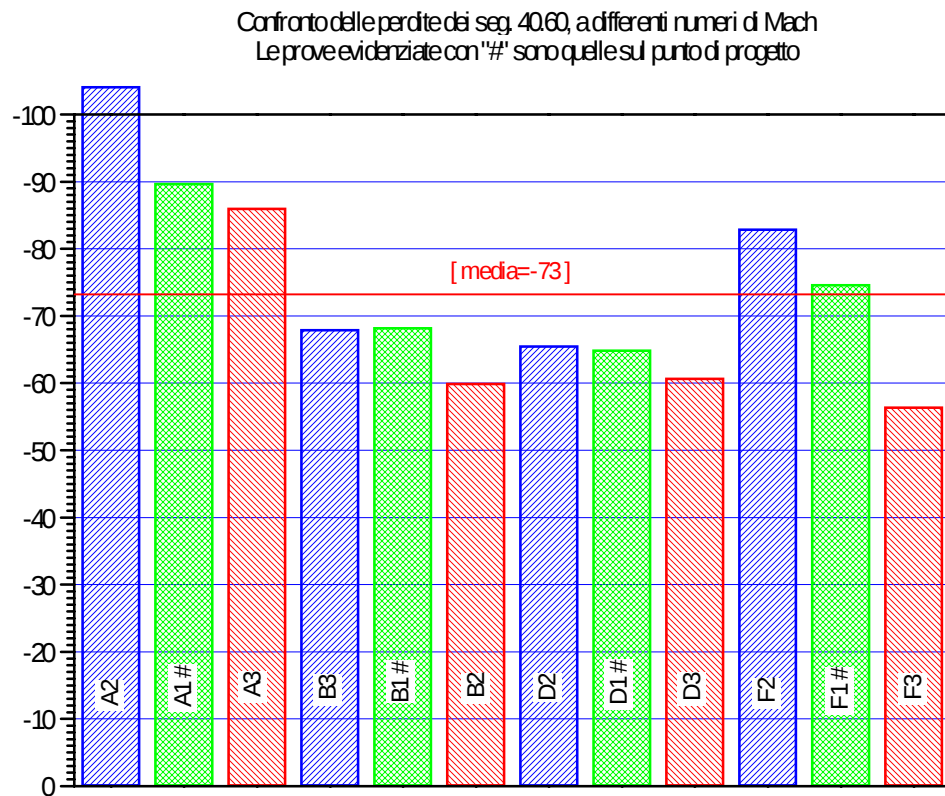


fi1

Nell'istogramma della **tavola n°7** sono stati raccolti i valori delle perdite sul punto di progetto, si vede che la media delle perdite causate da questa sezione pesano molto sul rendimento globale dello stadio.



Anche per questo segmento è stato fatto un istogramma che raccoglie l'andamento degli etap4060, sul punto di progetto, al variare del numero di Mach, vedi **tavola n°8**,

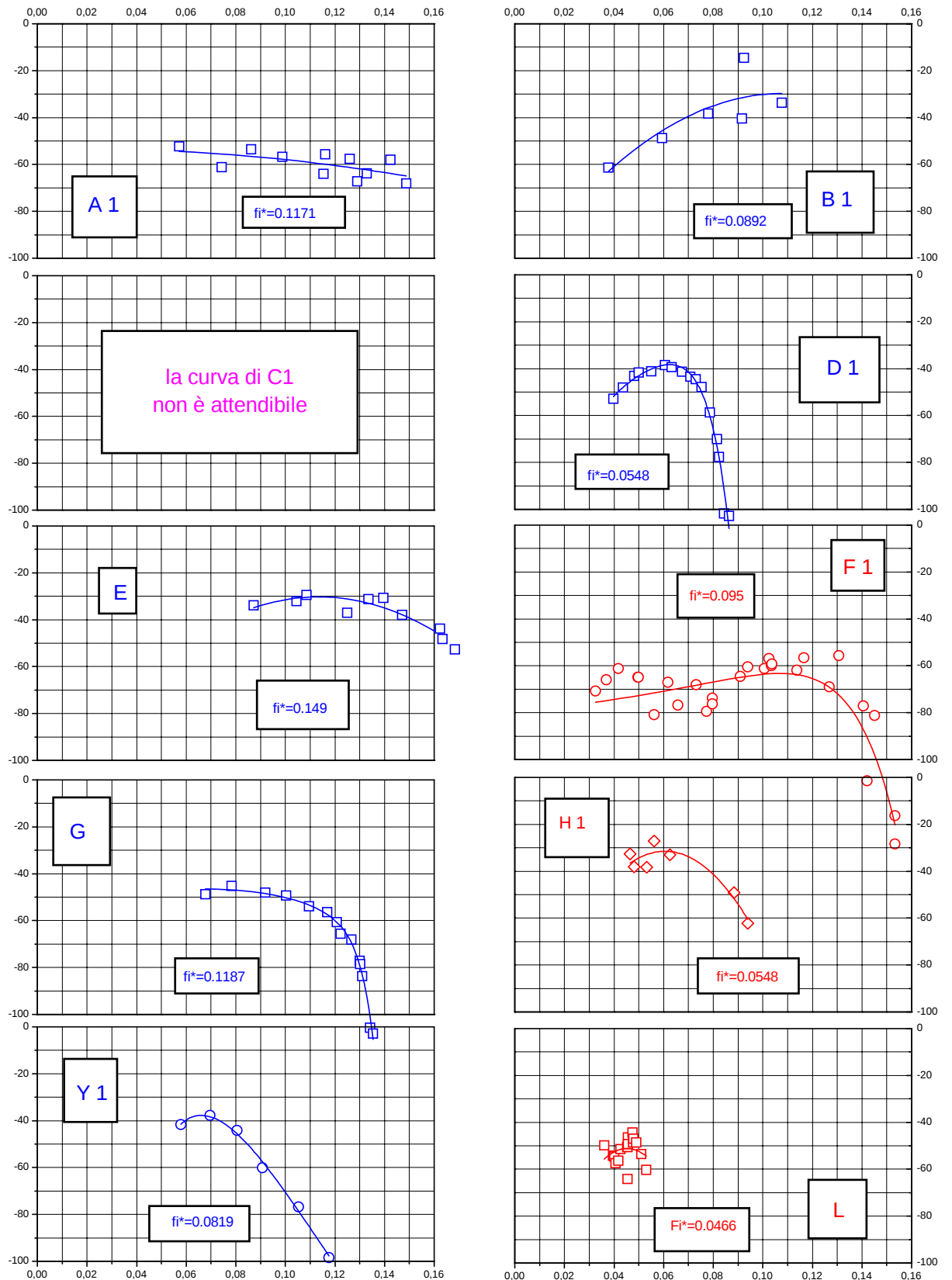


dove si registra dei miglioramenti dell'**etap40.60** all'aumentare di quest'ultimo.

3.2.5 Segmento 20.60

Di questo segmento è stato ricavato solo il diagramma del “rendimento politropico”, **etap20.60**, in pratica l'unica informazione richiesta, infatti, questa

Rendimenti degli stadi provati al banco modelli dal (1994-1997) del segmento 20-60



fi1

sezione ha il solo scopo di valutare l'andamento globale delle parti statiche dell'assetto "E", confrontandolo con quelle degli altri assetti del suo stesso tipo.

I diagrammi sono contenuti nella **tavola n°9**, dove si distinguono due tipi di curve, le prime presentano un intervallo abbastanza ampio, sul punto di progetto, dove le perdite variano pochissimo, le seconde invece presentano un rapido incremento delle perdite al di fuori del punto di progetto. A prescindere del valore che potrebbe assumere **l'etap20.60**, è preferibile uno stadio con una parte statica che mi permetta di ottenere un rendimento globale il più costante possibile in un intorno sufficientemente ampio del punto di progetto, infatti, risulta poco sfruttabile fare una macchina con rendimento elevatissimo solo sul punto di progetto, perdendo così elasticità di utilizzo, poiché se per qualche ragione si dovesse lavorare per un valore un po' diverso da quello previsto avremmo un rendimento scadente. E per questo che il segmento dell'assetto "E" ha una curva eccellente.

3.3 Le Coclee

Tra tutti i segmenti ispezionati è stato ritenuto opportuno esaminare in modo specifico il comportamento delle coclee di mandata, essenzialmente per due motivi, il primo è che questa parte dello stadio presenta, rispetto a tutti gli altri segmenti, differenze notevoli di prestazioni, da un andamento eccellente della coclea dell'assetto "**F1**" ad un andamento mediocre delle altre due, il secondo è legato al fatto che questa parte dello stadio può pregiudicare l'andamento complessivo dell'intera macchina.

I risultati della ricerca sono stati confrontati con i dati trovati su due articoli pubblicati dall'A.S.M.E (vedi H. Mishina – I. Gyobu [11], E. Ayder - R. Van Den Braembussche [12]).

Ogni coclea è stata divisa secondo le proprie caratteristiche geometriche, raccolte nella seguente tabella, è stata presa come base la classificazione usata nell'articolo di riferimento. Quelle da noi trattate possono dividersi in due famiglie diverse, **F1** ed **H1** appartengono alla famiglia delle coclee ad

	F1	H1	L
Ro	382	451.5	287
Ao	70805	65245	30300
Ae	45100	118200	24600
Aef	119460	150000	53250
Ae/Ao	0.636	1.811	0.81
Aef/Ae	2.684	1.269	2.16
	F1	H1	L
A(9)	$F=6600+107.49$	$F=1586.5+305.59$	24600
Ri(9)/Ro	$G=0.952-0.000349$	$G=1.093+0.000519$	0.89

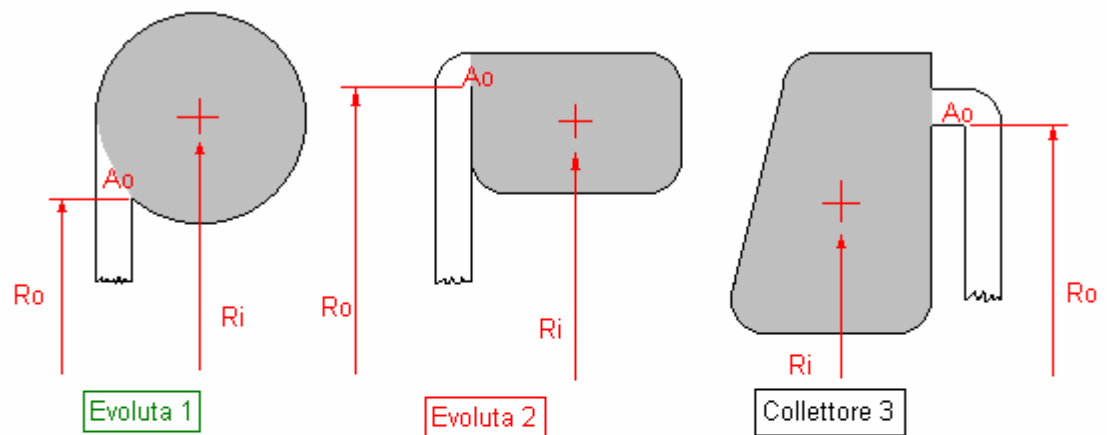
- tutte le misure sono in millimetri -

evoluta, mentre **L** appartiene alla famiglia dei collettori, per comodità verranno da ora chiamate “**evoluta 1**”, “**evoluta 2**” e “**collettore 3**”.

Essendo ambedue delle evolute, quindi geometricamente simili, presentano prestazioni opposte, viceversa era previsto un andamento mediocre del solo collettore.

3.3.1 Le geometrie

Tutte e tre le coclee della figura 3.1 hanno differenti tipi di sezione, l'**evoluta**

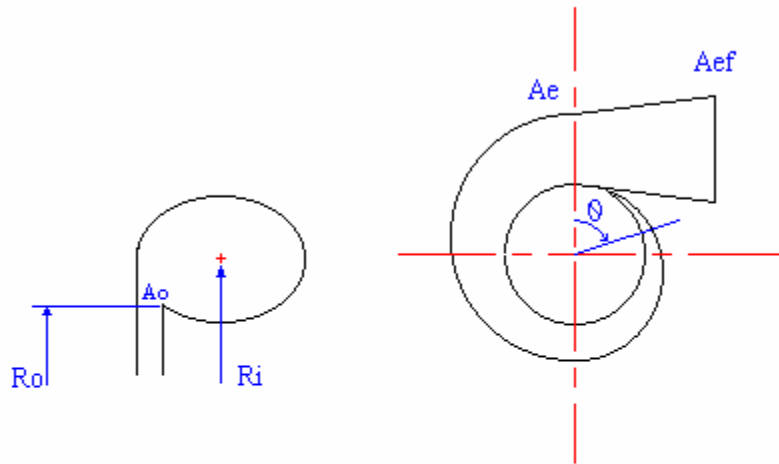


- figura 3.1 -

1 presenta una sezione circolare, mentre l'**evoluta 2** ha una sezione rettangolare, infine il **collettore 3** ha una sezione trapezia.

3.3.2 Legge di variazione delle aree

Le due evolte sono state disegnate rispettando il calcolo denominato E.C.C. 213, esclusivo del Nuovo Pignone, per il collettore non vi è nessuna legge di variazione dell'area, poiché la sua area è costante sull'intera circonferenza.



- figura 3.2 -

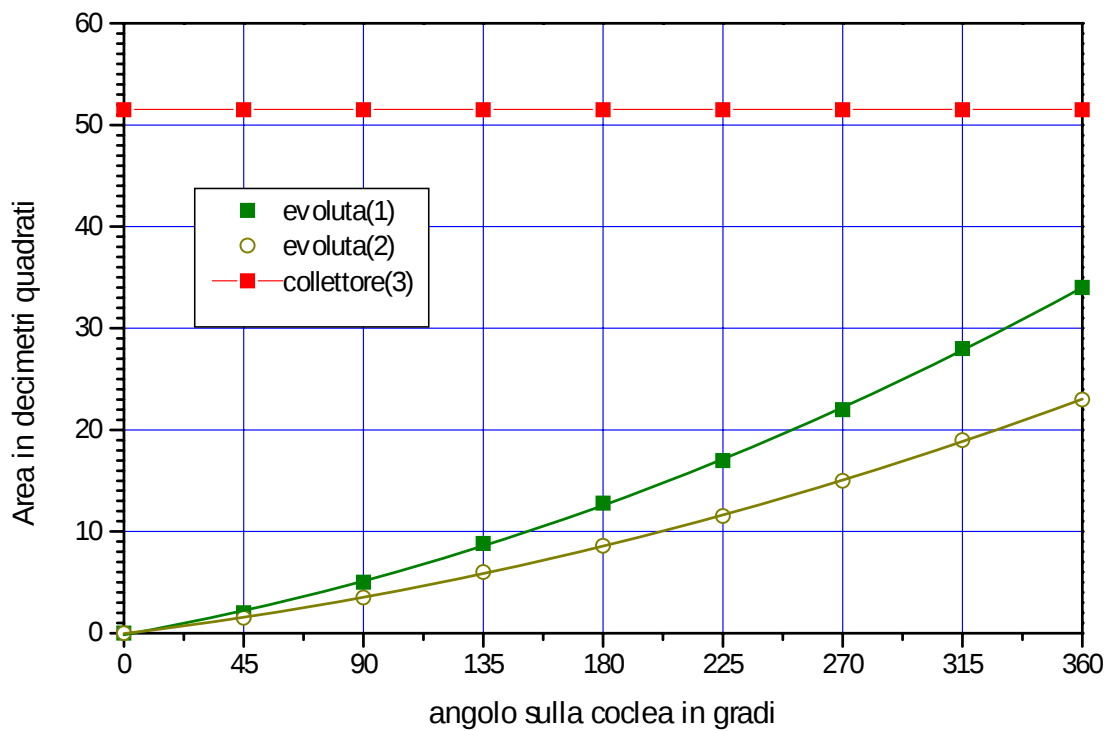
Le due leggi sono del tipo

$$A(\theta) = A_o + C \theta$$

dove θ è l'angolo sull'evolva, come indicato nella figura 3.2, con C che indica una costante, sono riportate nella tabella precedente.

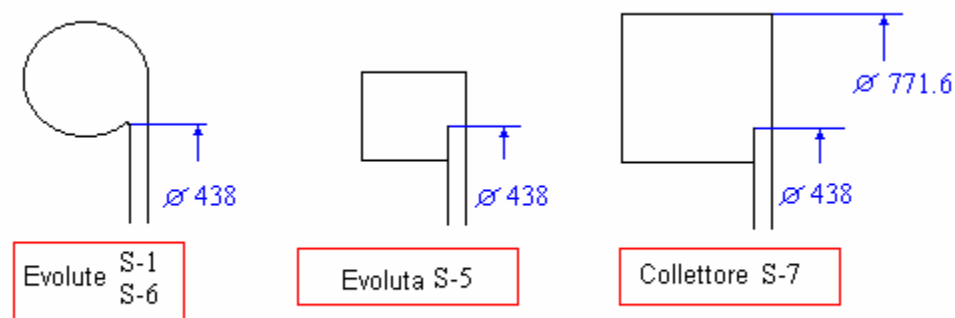
3.3.3 Confronto con i dati di letteratura

Nell'articolo pubblicato dall'A.S.M.E (vedi H. Mishina – I. Gyobu [11]) sono esaminate varie coclee di mandata, aventi diverse leggi di variazione delle aree come indicato dalla figura 3.3,



- figura 3.3 -

nonché diversi tipi di sezione, come è chiaro vedendo la figura 3.4 :



- figura 3.4 -

Sono state individuate, le famiglie di coclee, idonee per il confronto, infatti, l'evoluta F1 appartiene alla famiglia di evolute chiamate S-1 e S-6, mentre l'evoluta H1 appartiene invece alla famiglia delle coclee denominate S-2 / 5, infine il collettore è stato confrontato con S-7.

Il confronto è basato esclusivamente sull'andamento del coefficiente di perdita in funzione dell'angolo di ingresso in coclea, in particolare non è stata data molta importanza alla forma della curva, purché i valori dei punti fossero comparabili, i diagrammi sono riportati nella **tavola n°10**.

Le evolute S-1 e S-6 occupano sul diagramma corrispondente, una regione ben delimitata, caratterizzata da bassi valori del coefficiente di perdita, mentre è stato rassicurante notare che l'evoluta S-5 e il collettore S-7, pur essendo geometricamente diversi assumano valori comparabili.

Sovrapponendo sul grafico, i diagrammi delle coclee del Nuovo Pignone, è visibile che l'evoluta 1 effettivamente ha un comportamento simile alle due evolute S-1 e S-6, ma quello che più conta è che i valori del coefficiente di perdita di pressione sono in pratica gli stessi.

Per quanto riguarda l'evoluta 2 e il collettore 3, si possono fare le stesse considerazioni, confrontandoli rispettivamente, con l'evoluta S-5 e il collettore S-7, anche se gli andamenti delle curve non sono molto simili, è chiaro che i

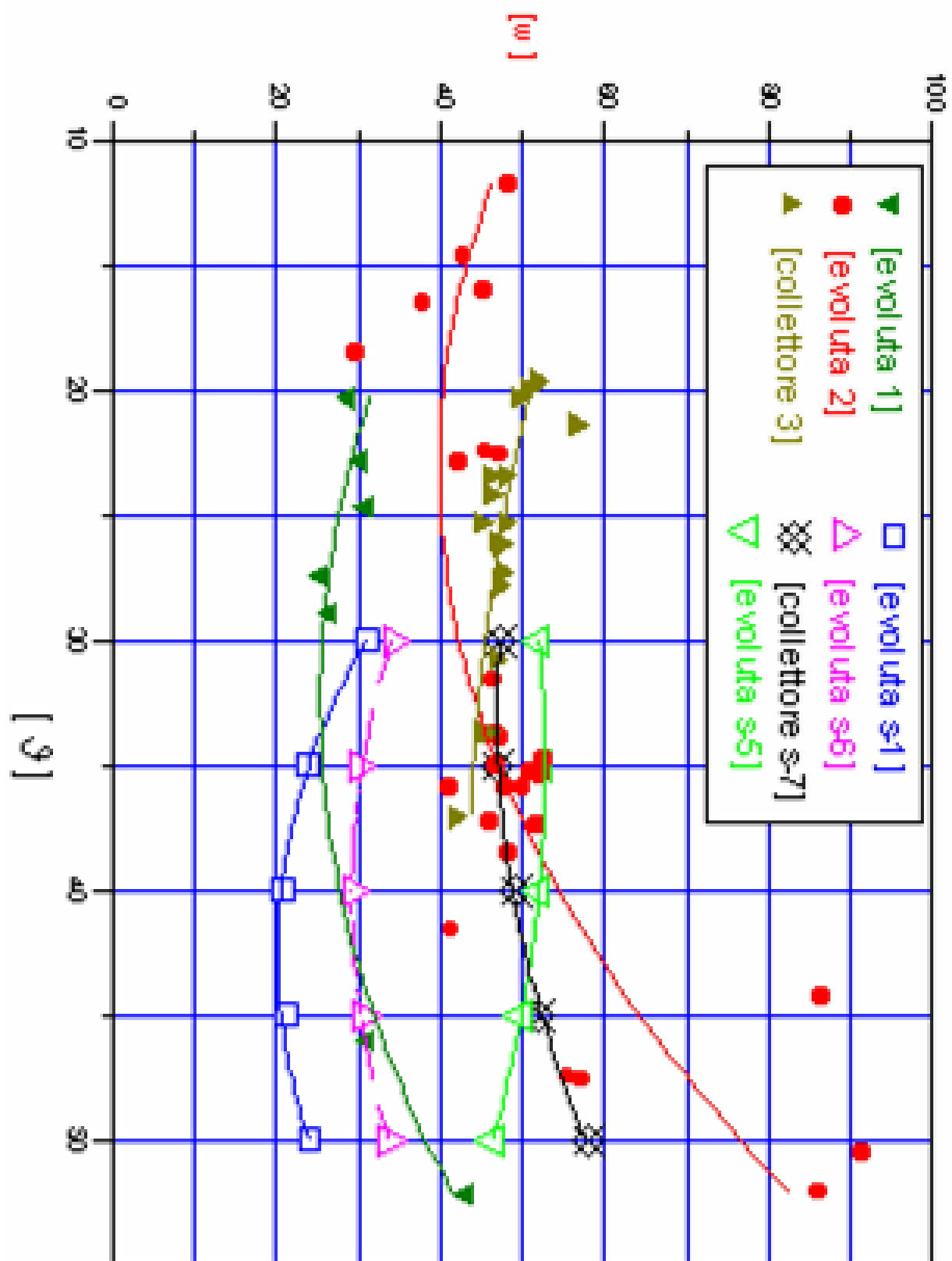
valori del coefficiente di perdita di pressione, stanno per ambedue le curve in un intervallo ben delineato.

In conclusione questo segmento è quindi le coclee del Nuovo Pignone seguono i migliori andamenti previsti dalle coclee degli articoli A.S.M.E (vedi H. Mishina – I. Gyobu [11], E. Ayder - R. Van Den Braembussche [12]), infatti sono stati ottenuti praticamente gli stessi risultati e cioè: tra le evolute è sempre preferibile la sezione circolare, che ha dimostrato di avere un comportamento migliore rispetto all'evoluta a sezione rettangolare. La seconda però presenta costi e ingombri, minori della prima, per questo motivo viene preferita all'altra come soluzione costruttiva.

Il collettore da parte sua consente prestazioni mediocri rispetto alle altre coclee, ma presenta dei vantaggi che spesso lo fanno preferire, infatti poiché è ricavato direttamente dalla cassa della macchina le conferisce una notevole diminuzione degli ingombri (macchina compatta) facilitando così l'economicità di costruzione.

Confronto tra i coefficienti di perdita di pressione
delle Codlee

Tavola n° 10



4 Conclusioni

I dati raccolti nella prima parte del lavoro sono stati utilizzati utili per la messa a punto e come confronto di simulazioni di calcolo automatico, in particolare sono stati utilizzati i valori dei coefficienti dei segmenti 20.40 e 40.60, conferendo esito positivo all'intero lavoro.

L'altra parte del lavoro ha confermato che una più attenta progettazione delle parti statiche di una stadio di compressore centrifugo abbia ripercussioni positive sul rendimento globale della macchina. Il buon livello di prestazioni dei diffusori mette in risalto il peggiore comportamento del segmento 40.60, sia che si tratti di coclee di mandata o canali di ritorno, poiché da essi dipendono la maggior parte delle perdite.

Si raccomanda quindi uno studio accurato di queste sezioni, con particolare interesse per le coclee di mandata, dove è prevedibile ottenere ulteriori sviluppi futuri nonché i migliori risultati.

Appendice A Software Temporanei

Appendice A.1

Listato di "Elabora"

```
CLS
REM *****
REM *****
REM *****Programma di lettura dei tabulati delle prove *****
REM *****VERSIONE PER GIRANTI TRIDIMENSIONALI*****
REM *****          aggiornato al 16.03.98          *****
REM *****
REM *****
REM *****
CLS
COLOR 6
PRINT "*****"
PRINT "      Programma di lettura dei tabulati delle prove      "
PRINT "                                                                "
PRINT "  Versione Generale per il calcolo dei Coefficienti tipici  "
PRINT "                      di stadi di Compressori Centrifughi    "
PRINT "                                                                "
PRINT "      Vincenzo Pennabea - 16 Marzo 1998                      "
PRINT "                                                                "
PRINT "*****"
PRINT " "
PRINT " "
REM
REM ***** COSTANTI
cost = 1.4
cp = 1.006
gi = 9.80665
R = 29.27
.
REM
REM ***** DATI GEOMETRICI UTILIZZATI NEI CALCOLI
REM
REM ***** INPUTS
REM
DIM file2$(50)
OPEN "int.dat" FOR OUTPUT AS #3
COLOR 10
INPUT "tabella da creare (c) o aggiornare (a)"; ittab$
IF ittab$ = "a" GOTO 12
```

```

REM
REM *****SCRIVE L'INTESTAZIONE
REM
PRINT #3, "file: "; file1$
PRINT #3, " "
PRINT #3, "fi1  nprova  etap  tau  tauetap  etapg  etap0020  etap2040
              etap4060  etap2060  w2040  w4060  cp2040  cp4060
              Ptot00  Ptot20  Ptot40  Ptot60"

GOTO 99

12 INPUT "file con la tabella da aggiornare"; file1$
   OPEN file1$ FOR INPUT AS #1
   DO UNTIL EOF(1)
   INPUT #1, line$
   PRINT #3, line$
   LOOP
   CLOSE #1
99 COLOR 10
   INPUT "file con il nome delle prove"; prove$
   OPEN prove$ FOR INPUT AS #6
   INPUT #6, npro
   FOR kk = 1 TO npro
   INPUT #6, file2$(kk)
   NEXT kk

CLOSE #6

   ifi1 = (n° riga)
   itau = ifi1 + 8
   ietap = ifi1 + 10
   imax = ifi1 + 20
   FOR kk = 1 TO npro

REM
REM *****      LEGGE E RISCRIVE
REM

   OPEN file2$(kk) FOR INPUT AS #1
   OPEN "int2.dat" FOR OUTPUT AS #2
   DO UNTIL EOF(1)
   INPUT #1, line$
   PRINT #2, line$
   LOOP

```

```

CLOSE #2
CLOSE #1

REM
REM
REM

COLOR 10

OPEN "int2.dat" FOR INPUT AS #2

COLOR 3

REM
REM ***** LEGGE IL TABULATO
REM

PRINT "Comincio a scorrere il tabulato"
PRINT " "
iline = 0

DO UNTIL EOF(2)
    iline = iline + 1
    INPUT #2, line$

COLOR 3

IF iline = 7 THEN PRINT "-----"
IF iline = 8 THEN PRINT line$
IF iline = 9 THEN PRINT line$
IF iline = 10 THEN PRINT line$
IF iline = 10 THEN nprova = VAL(RIGHT$(line$, 3))
IF iline = 11 THEN PRINT line$
IF iline = 12 THEN PRINT "-----"
REM
REM ***** CONVERSIONE DEI VALORI
REM

IF iline = ietap THEN etap = VAL(RIGHT$(line$, 7))
IF iline = ifi1 THEN fi1 = VAL(RIGHT$(line$, 8))
IF iline = itau THEN tau = (VAL(RIGHT$(line$, 8)))
IF iline = imax THEN tauetap = etap * tau

REM ***** CONVERSIONE DEI DATI PER IL RENDIMENTO DI
GIRANTE *****
REM
REM ***** SEZIONE 00
REM
REM ***** GRANDEZZE MISURATE Ptot,Ttot

```

a = (n° riga)

IF iline = a THEN ptot00 = VAL(RIGHT\$(line\$, 10))
IF iline = a + 1 THEN ttot00 = VAL(RIGHT\$(line\$, 10))

REM
REM ***** SEZIONE 20
REM

b = (n° riga)

IF iline = b THEN ptot20 = VAL(RIGHT\$(line\$, 10))
IF iline = b+4 THEN pst20 = VAL(RIGHT\$(line\$, 10))
IF iline = b + 1 THEN ttot20 = VAL(RIGHT\$(line\$, 10))

REM
REM ***** SEZIONE 40
REM

c = (n° riga)

IF iline = c THEN Ptot40 = VAL(RIGHT\$(line\$, 10))
IF iline = c+4 THEN pst20 = VAL(RIGHT\$(line\$, 10))
IF iline = c + 1 THEN ttot40 = VAL(RIGHT\$(line\$, 10))

REM
REM ***** SEZIONE 60
REM

d = (n° riga)

IF iline = d THEN Ptot60 = VAL(RIGHT\$(line\$, 10))
IF iline = d+4 THEN pst20 = VAL(RIGHT\$(line\$, 10))
IF iline = d + 1 THEN ttot60 = VAL(RIGHT\$(line\$, 10))

REM ***** **CALCOLI**

REM ***** Diagnosi salva elaborazione

```

IF ptot00 = 0 THEN ptot00 = 1
IF ptot20 = 0 THEN ptot20 = ptot00

IF ttot20 <= 0 THEN ttot20 = 10 * ttot00
IF Ptot40 = 0 THEN Ptot40 = Ptot60

```

REM ***** **Calcolo dei Rendimenti di stadio**

```

IF iline = imax THEN etap2060 = ((cost - 1) / cost) * (LOG(Ptot60 / ptot20)) /
                                (LOG((ttot60 + 273.15) / (ttot00 + 273.15)))

```

```

IF iline = imax THEN etap0020 = ((cost - 1) / cost) * (LOG(ptot20 / ptot00)) /
                                (LOG((ttot60 + 273.15) / (ttot00 + 273.15)))

```

```

IF iline = imax THEN etap2040 = ((cost - 1) / cost) * (LOG(Ptot40 / ptot20)) /
                                (LOG((ttot60 + 273.15) / (ttot00 + 273.15)))

```

```

IF iline = imax THEN etap4060 = ((cost - 1) / cost) * (LOG(Ptot60 / Ptot40)) /
                                (LOG((ttot60 + 273.15) / (ttot00 + 273.15)))

```

```

IF iline = imax THEN etapg = ((cost - 1) / cost) * (LOG(ptot20 / ptot00)) /
                              (LOG((ttot20 + 273.15) / (ttot00 + 273.15)))

```

REM ***** **Calcolo dei Coefficienti di perdita**

```

IF iline = imax THEN w2040 = (ptot20 - ptot40) / (ptot20 - pst20)

```

```

IF iline = imax THEN w4060 = (ptot40 - ptot60) / (ptot40 - pst40)

```

REM ***** **Calcolo dei Coefficienti di recupero**

```

IF iline = imax THEN cp2040 = (pst40 - pst20) / (ptot20 - pst20)

```

```

IF iline = imax THEN cp4060 = (pst60 - pst40) / (ptot40 - pst40)

```

```

REM ***** CONTINUA CON LA PROSSIMA
PROVA
REM

```

```

LOOP
COLOR 3

```

```

REM
REM ***** SCRIVE SUL FILE DI USCITA
REM

PRINT "Scrivo sul file di uscita"

PRINT #3, USING "#####.#####"; fi1; nprova; etap; tau; tauetap; etapg;
etap0020; etap2040; etap4060; etap2060; w2040; w4060; cp2040; cp4060;
ptot00; ptot20; Ptot40; Ptot60

CLOSE #1
CLOSE #2
NEXT kk

50 COLOR 3

PRINT "Ho finito: vado avanti a riordinare le righe"

CLOSE #3

REM
REM ***** RIORDINA I VALORI
REM

56 DIM line$(50), fi1(50), iord(50)
      IF ittab$ = "c" GOTO 33
      OPEN file1$ FOR OUTPUT AS #2
      GOTO 34

33 COLOR 10

INPUT "tabella da creare (suggerito nome.DAT)"; file2$
OPEN file2$ FOR OUTPUT AS #2

34 OPEN "int.dat" FOR INPUT AS #1

      INPUT #1, linea$
      INPUT #1, lineb$
      INPUT #1, linec$

      PRINT #2, "file: "; file2$
      PRINT #2, lineb$
      PRINT #2, linec$

      ind = 0

```

COLOR 3

DO UNTIL EOF(1)
ind = ind + 1

PRINT "riga n."; ind
INPUT #1, fi1(ind), line\$(ind)

LOOP

PRINT "totale: "; ind; " righe lette"
FOR j = 1 TO ind
imax = 1
FOR i = 1 TO ind
IF fi1(i) > fi1(imax) THEN imax = i
NEXT i
PRINT #2, fi1(imax), line\$(imax)
fi1(imax) = 0
NEXT j

CLOSE #1
CLOSE #2
END

Appendice A.2

Sintassi file.pro

Questo file contiene una serie di istruzioni necessarie, per il programma Elabora, per rendere automatico l'elaborazione dei file delle prove una volta lanciato il programma specifico.

La sintassi del file.pro scritto con l'Editor di DOS è la seguente;

Sia (n) il numero dei file da prendere:

n

c:nome della directory principale /sottodirectory/nome del file(1)

c:nome della directory principale /sottodirectory/nome del file(2)

“ “ “ “

“ “ “ “

c:nome della directory principale /sottodirectory/nome del file(n)

Appendice B Sigle

Appendice B.1

Nomi convenzionali e sigle interne

η_{tap}	rendimento politropico dello stadio
M_u	numero di Mach periferico
M_u^*	numero di Mach di progetto
f_{i1}	coefficiente di portata in ingresso
f_{i1}^*	coefficiente di portata di progetto
k	coefficiente adiabatico del gas
n	coefficiente politropico del gas
cp	coefficiente di recupero
w	coefficiente di perdita
θ	angolo geometrico coclea
A_o	area all'ingresso in coclea
A_i	area delle sezioni della coclea
R_o	raggio esterno del diffusore
R_i	raggio al centro delle varie sezioni della coclea

Bibliografia

- 1.** Carlo D'Amelio, Macchine, Liguori Editori, Napoli 1994.
- 2.** Albin M., Compressori Centrifughi ed Assiali, Liguori Editore.
- 3.** Osnaghi C., Macchine Fluidodinamiche, Clup, Milano.
- 4.** David Japiske, Centrifugal Compressor Design and Performance.
- 5.** I.E. Idelcik, Memento des Pertes de Charge, Eyrolles Editeur, Paris.
- 6.** Marco Giachi, Rendimenti delle parti statiche dei compressori centrifughi e loro effetto sul rendimento globale dello stadio: impostazione del problema ed analisi di alcune prove al banco modelli, rap. Int. n° Cs00153, Nuovo Pignone, Firenze 1997.
- 7.** Giacomo A. Pignone – Ugo R. Vercelli, Turbomacchine, U. Hoepli, Milano 1991.
- 8.** Compressori Centrifughi, Centro Addestramento Nuovo Pignone, pubblicazione interna, Nuovo Pignone, Firenze.
- 9.** Ennio Mattioli, Aerodinamica, Levarotto e Bella, Torino.
- 10.** W. F Hughes – J. A. Brighton, Fluidodinamica. ETAS, 1978.
- 11.** H. Mishina – I. Gyobu, Performance Investigations of Large Capacity Centrifugal Compressor, A.S.M.E 78-GT-3.

12.E. Ayder – R. Van Braembussche, Experimental Study of the swirling flow in the internal Volute of a Centrifugal Compressor, A.S.M.E 91-GT-7.