

**ALMA MATER STUDIORUM-UNIVERSITÀ DI BOLOGNA**

---

**FACOLTA' DI INGEGNERIA**

**CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA**

*Dipartimento di Ingegneria delle Costruzioni Meccaniche, Nucleari,  
Aeronautiche e di Metallurgia (DIEM)*

**TESI DI LAUREA MAGISTRALE**

in

**TURBOMACCHINE M**

**STUDIO DI UNA TURBINA RADIALE CENTRIPETA**

CANDIDATO:  
**Antonio Pezzulo**

RELATORE:  
Chiar.mo Prof. Ing. **Giovanni Naldi**

Anno Accademico 2011/2012

Sessione I

# Indice

<b>Introduzione .....</b>	<b>2</b>
<b>Capitolo 1: La turbina radiale centripeta.....</b>	<b>3</b>
1.1 I componenti della turbina.....	3
1.2 La termodinamica e la fluidodinamica di una turbina radiale.....	6
1.3 Curve di prestazione caratteristiche di una turbina radiale.....	29
1.4 La turbina radiale nei turbocompressori per sovralimentazione dei motori a combustione interna.....	33
<b>Capitolo 2: La simulazione fluidodinamica della girante.....</b>	<b>36</b>
2.1 La realizzazione della geometria.....	36
2.2 Caricamento delle coordinate dei punti in ambiente Turbogrid.....	42
2.3 Preparazione e creazione della Mesh.....	50
2.4 La simulazione fluidodinamica.....	64
<b>Capitolo 3: Miglioramento della geometria e della Mesh.....</b>	<b>83</b>
3.1 Il disegno dei componenti della turbina.....	84
3.2 L'assemblaggio dei componenti della turbina.....	100
3.3 La creazione della Mesh.....	104
<b>Conclusione.....</b>	<b>111</b>
<b>Bibliografia.....</b>	<b>112</b>

# Introduzione

Il lavoro di tesi è consistito nello studio di una turbina radiale centripeta: questa macchina appartiene al gruppo delle turbomacchine motrici radiali a flusso comprimibile.

Nel *Capitolo 1* sono stati descritti i componenti della turbina, la fluidodinamica e la termodinamica delle turbine radiali e le curve caratteristiche che rappresentano le prestazioni della macchina; infine, poiché le turbine radiali sono utilizzate diffusamente nei turbocompressori per la sovralimentazione dei motori a combustione interna, è stato descritto il funzionamento del turbocompressore, i suoi componenti e le modalità di collegamento del compressore centrifugo con la turbina radiale.

Nel *Capitolo 2* lo studio della turbina si è concentrato sulla realizzazione di una simulazione fluidodinamica della girante utilizzando il software Ansys: l'obiettivo è stato quello di fornire un metodo per studiare, con l'ausilio di un software per la simulazione CFD, il funzionamento della girante e per valutare le prestazioni in modo rapido e preciso. La turbina utilizzata per la simulazione proviene da un turbocompressore *Garrett* che è stato possibile reperire presso il dipartimento DIEM della Facoltà di Ingegneria e la cui girante è mostrata nella seguente fotografia:



*Turbina radiale centripeta*

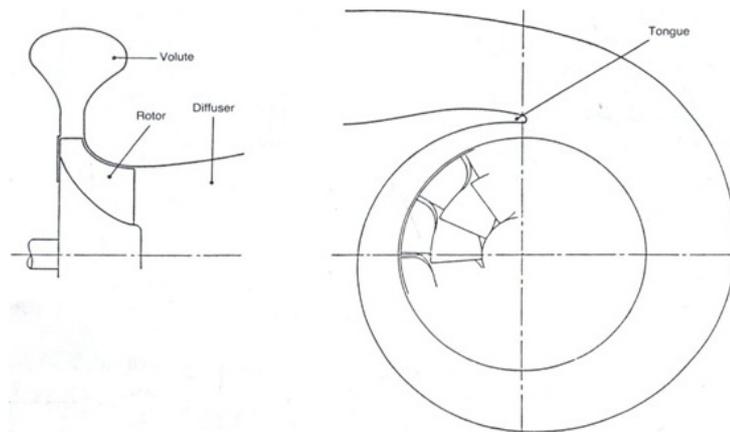
La simulazione ha confermato i risultati calcolati analiticamente. Il passo successivo è stato quello di riconsiderare la turbina nel suo complesso, comprendendo quindi anche la voluta ed il condotto di scarico la cui influenza era stata preliminarmente considerata in maniera semplificata (*Capitolo 3*).

Ciò ha richiesto una modellazione geometrica adeguata per la quale si sono impiegati due diversi software CAD (Solid Edge<sup>(C)</sup> e CFturbo) per disegnare e assemblare tutti i componenti della turbina allo scopo di consentire una adeguata meshatura per il calcolo fluidodinamico in ambiente Ansys. In questo modo è stato possibile impostare una simulazione che possa permettere di studiare la macchina nell'interezza dei suoi componenti.

# Capitolo 1: La turbina radiale centripeta

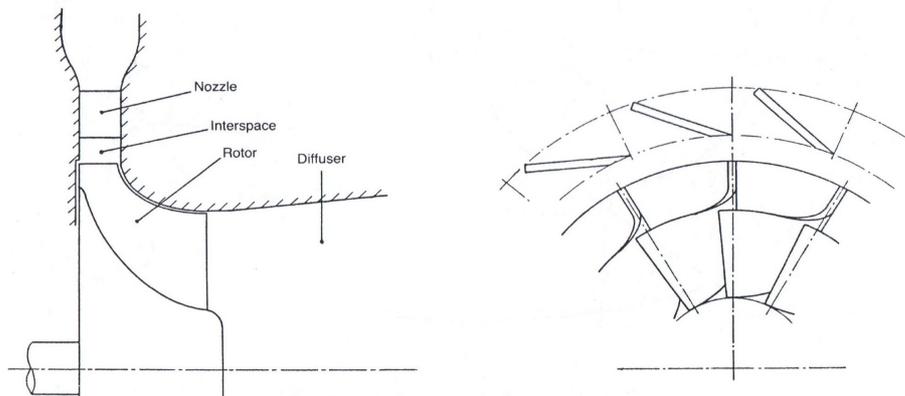
## 1.1 I componenti della turbina

Una turbina radiale centripeta si compone di una parte fissa e di una parte mobile che prende il nome di girante: la parte fissa, nella quale il fluido viene espanso e gli viene conferita una componente di velocità circonferenziale attorno all'asse della macchina (swirl), è costituita da una voluta(o chiocciola) necessaria a guidare il fluido verso la girante; in alcuni casi uno statore provvisto di palette fisse viene interposto tra la voluta e la girante; quest'ultima è munita di pale e viene attraversata dal fluido che in tal modo compie lavoro.



*Figura 1.1.1: Turbina senza statore palettato*

Talvolta a valle della girante può anche essere presente un diffusore per recuperare parte dell'elevata energia cinetica posseduta dal fluido in uscita.



*Figura 1.1.2: Turbina con statore palettato*

### 1.1.1 La voluta

Le turbine radiali centripete sono solitamente utilizzate nei turbocompressori per la sovralimentazione dei motori a combustione interna. Il fluido operante giunge nella turbina attraverso il condotto di scarico ed entra in direzione radiale. La voluta conferisce quindi al fluido una componente tangenziale di velocità (swirl) prima dell'ingresso nella girante. Per questo motivo la voluta è realizzata con una forma a spirale la cui sezione trasversale è massima all'ingresso e decresce con l'angolo azimutale lungo l'asse della turbina. La geometria della voluta ha un significativa influenza sulla portata in massa elaborata dalla turbina, mentre ha scarsa influenza sull'efficienza della macchina, poiché le perdite nella voluta risultano, seppur elevate, considerevolmente inferiori a quelle che si registrano nella girante.

### 1.1.2 Lo statore

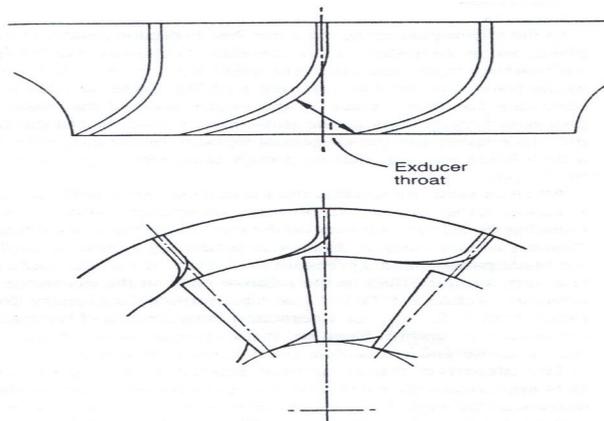
Questo componente è dotato di palette fisse e contribuisce ad accelerare il fluido e a conferirgli la componente tangenziale di velocità prima dell'ingresso nella girante. Tra lo statore e la girante è inoltre presente un interspazio nel quale il fluido subisce un'espansione.

Al fine di contenere i costi di fabbricazione, per ridurre le dimensioni e per semplificare l'architettura della turbina, spesso lo statore non viene realizzato e pertanto lo swirl viene generato soltanto dalla voluta. Lo svantaggio di questa soluzione è che all'uscita della voluta si ottiene un flusso circonferenziale che non è uniforme come quello generato dalle palette di uno statore andando così a pregiudicare l'efficienza massima di qualche punto percentuale. Tuttavia, una turbina sprovvista di statore spesso presenta una maggiore efficienza nei punti di funzionamento che non sono quelli di progetto e questo risulta vantaggioso in quelle applicazioni come i turbocompressori per la sovralimentazione dei motori a combustione interna, nei quali la turbina si trova frequentemente ad operare in un ampio intervallo di funzionamento.

### 1.1.3 La girante

Nella girante avviene lo scambio di energia tra il fluido in movimento e l'albero di uscita. La girante ha una considerevole influenza sull'efficienza della turbina, poiché è il componente nel quale si verificano le maggiori perdite energetiche dovute ad esempio all'attrito tra il fluido e le pale e tra il fluido e il mozzo, o a distacchi della vena fluida nell'interspazio tra le pale e la carcassa della turbina.

La girante influenza anche la portata in massa elaborata: la geometria del canale palare determina tale portata e particolarmente critica risulta la zona di uscita (Figura 1.2.3).



*Figura 1.2.3 Girante*

Per mezzo della voluta e dello statore, il fluido operante deve entrare nella girante tangente alla pala almeno nelle condizioni che corrispondono al punto di funzionamento di progetto; lo scambio di energia avviene molto rapidamente mentre il fluido si muove verso il raggio interno della girante, decrescono la velocità della pala e la velocità tangenziale del fluido e questo implica un elevato gradiente di pressione lungo il canale palare. In uscita il flusso giace principalmente su un piano assiale-tangenziale e pertanto la componente radiale di velocità deve essere molto ridotta.

#### 1.1.4 Il diffusore

In uscita dalla girante il fluido operante possiede una certa energia cinetica che può risultare molto elevata soprattutto nelle turbine di grossa taglia dove l'altezza della pala nella sezione di uscita risulta essere ridotta: quest'energia può essere in parte recuperata se a valle della girante è presente un diffusore. L'effetto di aggiungere un diffusore ad una turbina che opera sotto un salto di pressione prefissato è quello di incrementare il rapporto di espansione attraverso la girante. Tuttavia il diffusore può aumentare notevolmente le dimensioni della turbina comportando problemi di ingombro, peso e installazione.

## 1.2 La termodinamica e la fluidodinamica di una turbina radiale

### 1.2.1 Il diagramma h-s

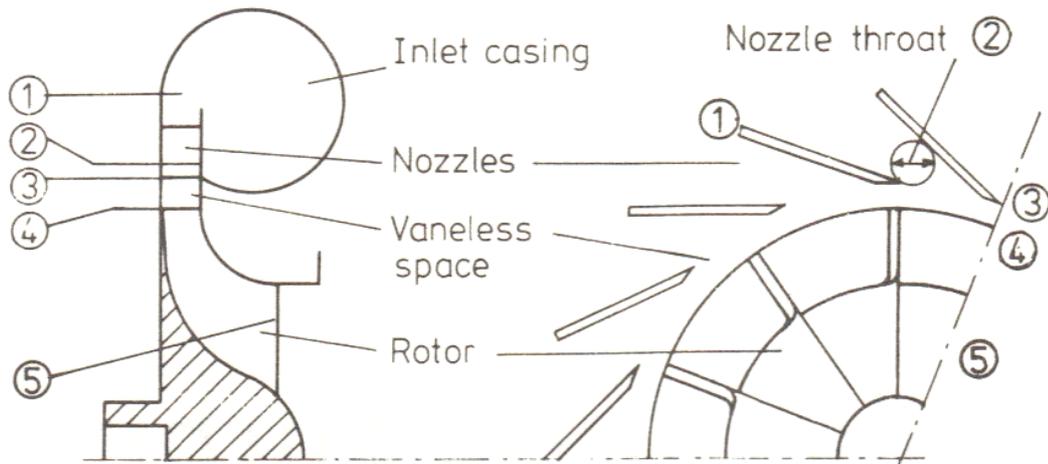


Figura 1.2.1: I componenti di una turbina radiale

L'espansione attraverso la turbina può essere rappresentata graficamente mediante un diagramma entalpia/entropia (Figura 1.2.2). Il pedice 01 si riferisce alle condizioni totali (o di ristagno) di ingresso nella voluta. Il fluido operante possiede anche un'elevata velocità ( $C_1$ ) e la relativa pressione totale risulta  $P_{01}$ .

Le palette dello statore accelerano il fluido dallo stato 1 allo stato 2. Se il processo fosse isoentropico, lo stato finale sarebbe rappresentato dal punto  $2_s$ . Il trasferimento di energia si verifica nella girante, tra gli stati 4 e 5 (4 e  $5_s$  se fosse un processo isoentropico) e quindi la pressione statica  $P_5$  risulta quella di uscita dalla girante. La pressione totale  $P_{05}$  sarebbe maggiore di quella statica, poiché la velocità di uscita ( $C_5$ ) risulta comunque elevata. Lo stato 3 identifica l'uscita dallo statore.

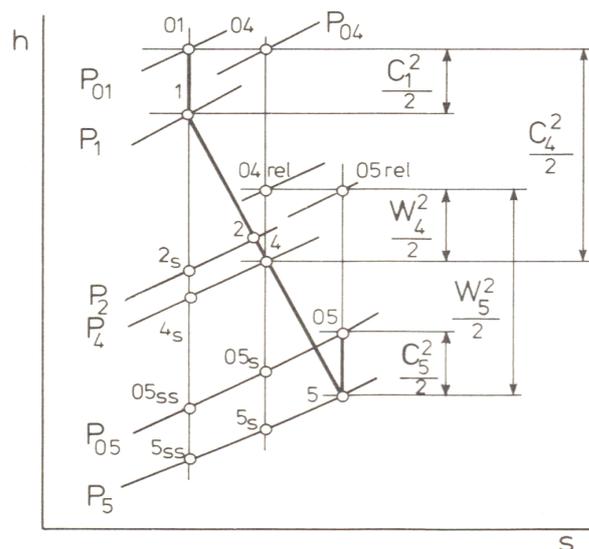


Figura 1.2.2: Il diagramma h-s per uno stadio della turbina

### 1.2.2 I triangoli di velocità e il trasferimento di energia

Il trasferimento dell'energia specifica nel rotore può essere derivato dai triangoli di velocità di ingresso e di uscita (Figura 1.2.3). La velocità assoluta del gas che entra nel rotore è  $C_4$ , con un angolo  $\alpha_4$ . La componente radiale corrispondente è  $C_{r4}$ . La velocità tangenziale della girante è  $U_4$ , la velocità relativa del gas alle pale della girante è  $W_4$ . All'uscita della girante la velocità relativa risulta  $W_5$  formando con la pala l'angolo  $\beta_5$ , la velocità tangenziale è  $U_5$  e la velocità assoluta è  $C_5$  che individua l'angolo  $\alpha_5$ .

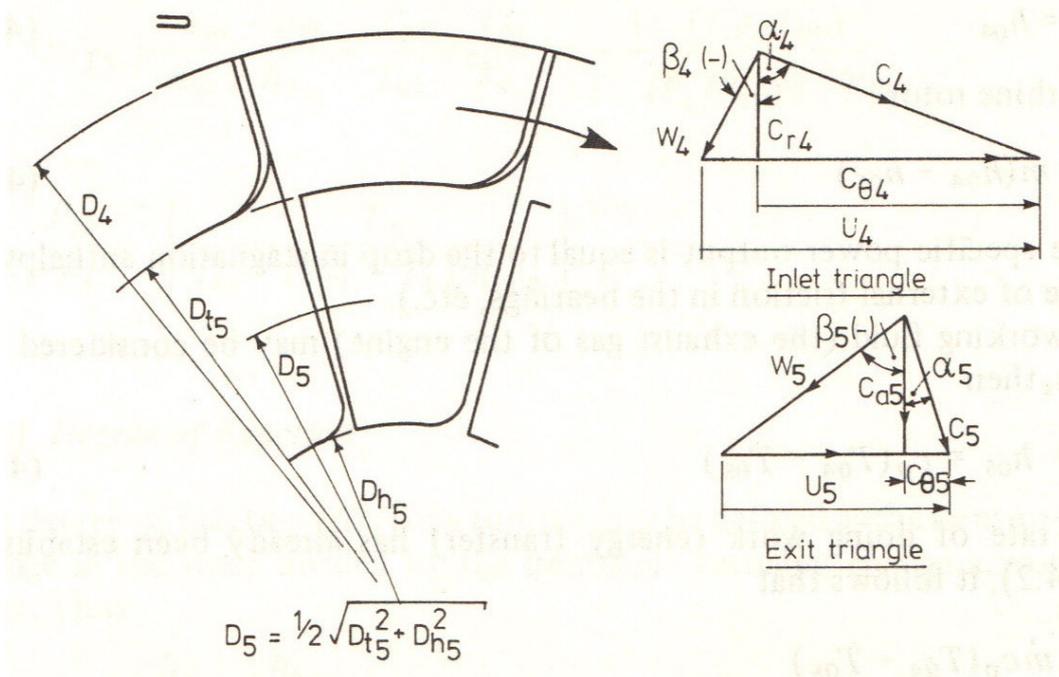


Figura 1.2.3: Triangoli di velocità per una turbina radiale

L'entità della variazione del momento angolare eguaglia la somma dei momenti delle forze esterne (cioè la coppia, indicata con TQ).

La coppia risulta essere:

$$TQ = \dot{m}(r_4 C_{\theta 4} - r_5 C_{\theta 5})$$

Il trasferimento di lavoro è dato dal prodotto tra la coppia e la velocità angolare ( $\omega$ ), quindi:

$$\dot{W} = \omega TQ = \dot{m}(U_4 C_{\theta 4} - U_5 C_{\theta 5})$$

Poiché è desiderabile minimizzare l'energia cinetica all'uscita, si fa in modo che la componente tangenziale della velocità assoluta di uscita ( $C_{\theta 5}$ ) sia nulla. Pertanto risulta:

$$\dot{W} = \dot{m}U_4 C_{\theta 4}$$

### 1.2.3 Il salto di temperatura nella turbina

L'equazione dell'energia per un flusso costante per un processo che avviene da uno stato 'a' ad un stato 'b' può essere scritta come segue:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} \left[ h_a - h_b + \frac{C_b^2 - C_a^2}{2} \right]$$

Applicandola ad una turbina, riscritta in termini di entalpia totale ( $h_0$ ), trascurando gli scambi di calore:

$$\dot{W} = \dot{m}(h_{0a} - h_{0b})$$

Poiché non viene compiuto lavoro nella voluta e nello statore, l'entalpia totale resta costante, cioè:

$$h_{01} = h_{04}$$

Per la girante risulta:

$$\dot{W} = \dot{m}(h_{04} - h_{05})$$

cioè, la potenza specifica di uscita è uguale al salto di entalpia totale (in assenza di perdite per attrito).

Se il fluido operante (cioè i gas di scarico del motore) viene trattato come gas perfetto, risulta:

$$h_{04} - h_{05} = c_p(T_{04} - T_{05}) \quad 1.2.1$$

da cui risulta:

$$\dot{W} = \dot{m}c_p(T_{04} - T_{05})$$

e inoltre:

$$T_{04} - T_{05} = \frac{U_4 C_{\theta 4} - U_5 C_{\theta 5}}{c_p} \quad 1.2.2$$

In assenza di swirl all'uscita della girante si ottiene:

$$T_{04} - T_{05} = \frac{U_4 C_{\theta 4}}{c_p} = \Delta T_{0t}$$

Se il fluido operante viene assunto semi-perfetto (cioè:  $Pv=RT$ ;  $c_p=dh/dT$ ; ma  $R$  e  $c_p$  funzioni della temperatura), il valore di  $c_p$  può essere considerato quello medio tra le temperature  $T_4$  e  $T_5$ .

### 1.2.5 Il grado di reazione

Il grado di reazione (RN) di una turbina può essere definito come il rapporto tra la variazione di entalpia isoentropica nella girante e la variazione di entalpia isoentropica valutata su tutto lo stadio:

$$RN_s = \frac{h_{4s} - h_{5ss}}{h_{01} - h_{5ss}}$$

Il grado di reazione è in effetti la misura di quanta espansione avviene nella girante in relazione all'espansione totale. Quindi in una macchina che ha il 50% di grado di reazione, l'espansione sarà uniformemente suddivisa tra lo statore e la girante. L'espressione precedente implica una definizione di grado di reazione basata sull'energia disponibile (nel caso isoentropico). Risulta infatti molto più utile basare il grado di reazione sull'effettivo trasferimento di energia, cioè:

$$RN = \frac{\text{Trasferimento di energia dovuto alla variazione di pressione statica nella girante}}{\text{Trasferimento di energia totale nello stadio}}$$

$$= \frac{h_4 - h_5}{h_{01} - h_{05}} = \frac{(h_{04} - C_4^2/2) - (h_{05} - C_5^2/2)}{(h_{01} - h_{05})}$$

Quindi:

$$RN = 1 - \frac{C_4^2 - C_5^2}{2(h_{01} - h_{05})}$$

Dalle equazioni 1.2.1 e 1.2.2, e considerando i triangoli di velocità, si ottiene:

$$RN = 1 - \frac{[(C_{\theta 4}^2 + W_4^2 - (U_4 - C_{\theta 4})^2) - (C_{\theta 5}^2 + W_5^2 - (U_5 - C_{\theta 5})^2)]}{2(U_4 C_{\theta 4} - U_5 C_{\theta 5})}$$

$$= 1 - \frac{(W_4^2 - U_4^2 + 2U_4 C_{\theta 4}) - (W_5^2 - U_5^2 + 2U_5 C_{\theta 5})}{2(U_4 C_{\theta 4} - U_5 C_{\theta 5})}$$

Quindi:

$$RN = \frac{(W_5^2 - U_5^2) - (W_4^2 - U_4^2)}{2(U_4 C_{\theta 4} - U_5 C_{\theta 5})}$$

Poiché solitamente si progetta la turbina in modo da non avere swirl all'uscita ( $C_{\theta 5}=0$ ) e in modo tale da avere la componente radiale della velocità di ingresso nella girante uguale alla componente assiale di velocità all'uscita, cioè:

$$C_{r4} = C_{a5}$$

il grado di reazione diventa:

$$RN = 1 - \frac{C_4^2 - C_5^2}{2U_4 C_{\theta 4}} = 1 - \frac{(C_{\theta 4}^2 + C_{r4}^2) - C_{a5}^2}{2U_4 C_{\theta 4}}$$

ovvero:

$$RN = 1 - \frac{C_{\theta 4}}{2U_4}$$

Se le pale della girante sono radiali,  $\beta_{4b} = 0$  e, se  $C_{\theta 4} = U_4$ , il grado di reazione risulta pari a 0,5.

### 1.2.6 Velocità specifica (NS) e diametro specifico (DS)

La velocità specifica e il diametro specifici sono parametri adimensionali che, ricavati per un compressore centrifugo, valgono anche per la turbina radiale

La portata volumetrica che attraversa una turbomacchina è proporzionale ad una velocità caratteristica ( C ) e all'area del flusso ( A ). Poiché l'area è proporzionale al quadrato del diametro ( D ), si ha:

$$\dot{V} \propto CA \propto CD^2$$

Inoltre la velocità ( C ) è proporzionale alla velocità tangenziale della girante, che è il prodotto del diametro e della velocità di rotazione, quindi:

$$\dot{V} \propto ND^3$$

La pressione di testa ( HD ), in termini di energia potenziale, sviluppata da un compressore, è proporzionale al quadrato della velocità tangenziale della girante, quindi:

$$(HD) \propto N^2 D^2$$

Confrontando una macchina generica con una macchina di riferimento (pedice: ref):

$$\frac{\dot{V}}{\dot{V}_{\text{ref}}} \propto \frac{ND^3}{N_{\text{ref}} D_{\text{ref}}^3}$$

e:

$$\frac{(HD)}{(HD)_{\text{ref}}} \propto \frac{N^2 D^2}{N_{\text{ref}}^2 D_{\text{ref}}^2}$$

Assegnando arbitrariamente il valore unitario alla portata volumetrica e al valore di HD della macchina di riferimento, e risolvendo rispetto a D, si ottiene:

$$D \propto \frac{V^{1/3} N_{\text{ref}}^{1/3}}{N^{1/3}} \times D_{\text{ref}} \propto \frac{(HD)^{1/2} N_{\text{ref}}}{N} D_{\text{ref}}$$

e quindi:

$$\left(\frac{N_{\text{ref}}}{N}\right)^{2/3} \propto \frac{\dot{V}^{1/3}}{(HD)^{1/2}}$$

$$NS = N_{\text{ref}} = \frac{N\dot{V}^{1/2}}{(HD)^{3/4}}$$

Si ottiene così la velocità specifica (NS): è un parametro adimensionale che caratterizza la combinazione di portata, pressione di testa e diametro.

Se si risolvesse rispetto alla velocità di rotazione invece che rispetto al diametro, si otterrebbe il diametro specifico (DS):

$$N \propto \dot{V} \left(\frac{D_{\text{ref}}}{D}\right)^3 \propto (HD)^{1/2} \frac{D_{\text{ref}}}{D}$$

$$DS \equiv D_{\text{ref}} = \frac{D(HD)^{1/4}}{\dot{V}^{1/2}}$$

La velocità specifica e il diametro specifico sono parametri sviluppati originariamente per macchine a flusso incomprimibile. Tuttavia Balje ha dimostrato che tali parametri sono validi, in maniera approssimata, anche per macchine a flusso comprimibile cioè appunto compressori e turbine.

Balje ha inoltre verificato che questi parametri siano legati all'efficienza della macchina (vedere Figura 1.2.4). In generale si osserva che i valori massimi di efficienza per una girante dotata di pale radiali, si hanno quando la velocità specifica assume valori compresi tra 0,35 e 0,7 e quando il diametro specifico assume valori compresi tra 2,8 e 4,8.

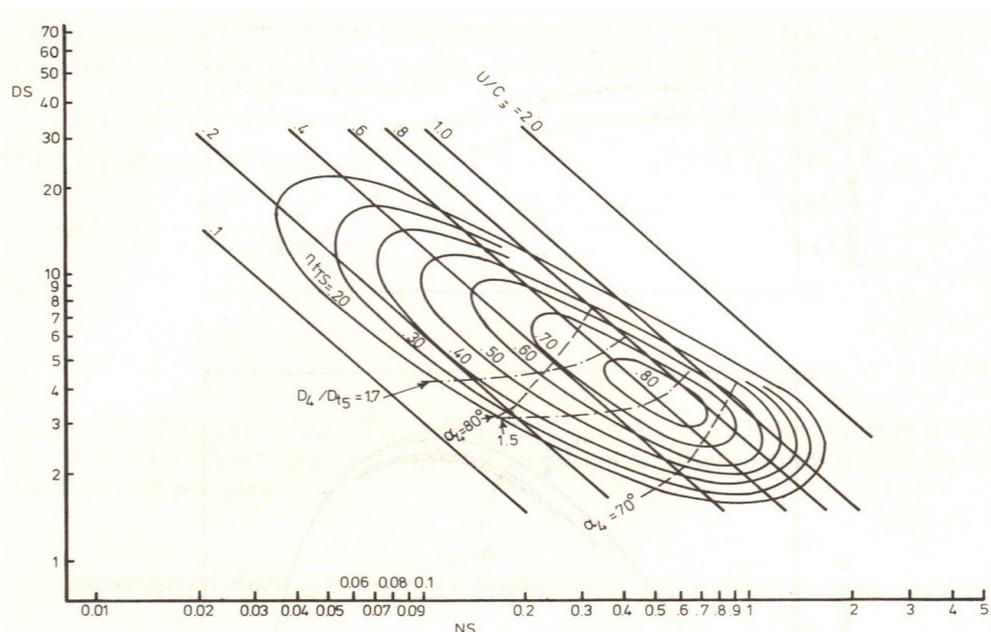


Figura 1.2.4 Diagramma di prestazione adimensionale per il singolo stadio di una turbina radiale

### 1.2.7 L'analisi monodimensionale del flusso

L'analisi monodimensionale del flusso attraverso la turbina rappresenta la base del progetto iniziale.

Quest'analisi trascura i gradienti di pressione e velocità relativa che si hanno nei diversi componenti

causati dalle perdite fluidodinamiche dovute al distacco del flusso dalle pareti e alla ricircolazione del flusso stesso.

In una fase successiva il progetto viene modificato avvalendosi di analisi tridimensionali più accurate che riescono a modellare il flusso in maniera più realistica.

L'analisi monodimensionale sfrutta l'equazione di continuità, l'equazione energetica dei fluidi, l'equazione del momento della quantità di moto e le equazioni termodinamiche per stimare i valori medi della velocità relativa e della densità in ognuna delle sezioni che il fluido attraversa nella turbina, permettendo di realizzare un primo dimensionamento di tutti i componenti che vengono successivamente modificati grazie all'analisi tridimensionale.

#### La voluta

Se nella turbina è presente lo statore provvisto di palette, la funzione della voluta è semplicemente quella di distribuire un flusso uniforme di gas alle palette. Solitamente la voluta è caratterizzata da un solo canale d'ingresso come mostrato nella figura 1.2.5.

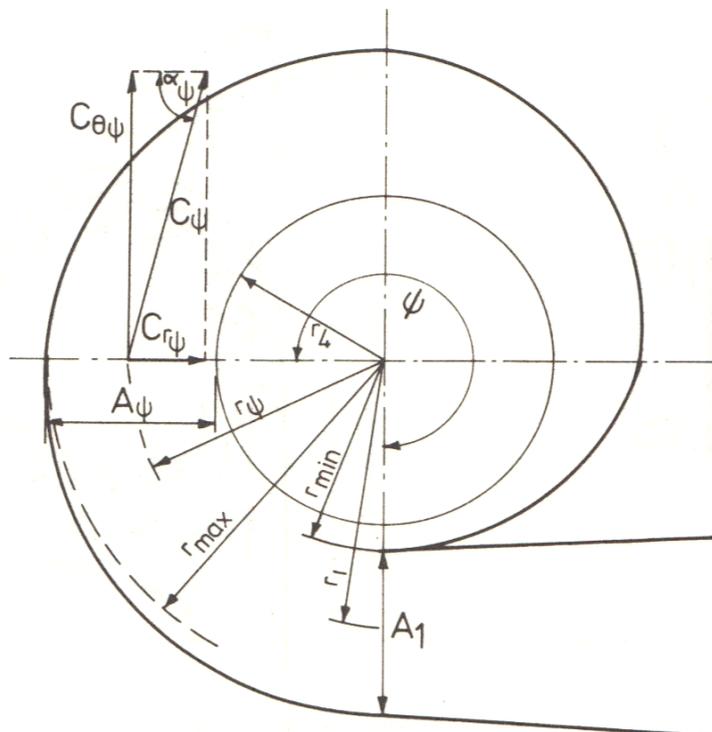


Figura 1.2.5 La voluta con un singolo canale di ingresso

Inoltre sarebbe conveniente che l'angolo di flusso non si discostasse troppo dall'angolo di ingresso nelle pale, sebbene, essendo ridotta la velocità, le perdite non siano estremamente ingenti. Per distribuire uniformemente il flusso, si conferisce alla voluta una forma a spirale, che può essere progettata utilizzando la teoria del flusso incompressibile con momento angolare costante.

Dalla figura si ricava:

$$rC_{\theta} = \text{constant} = K \quad (1.2.3)$$

Per un flusso incompressibile, la portata in massa ad un determinato valore dell'angolo azimutale  $\psi$  risulta pari a :

$$\dot{m}_{\psi} = \rho A_{\psi} C_{\theta\psi}$$

Per una distribuzione uniforme della portata si ha:

$$\dot{m}_{\psi} = \dot{m} \times \frac{\psi}{2\pi}$$

essendo  $\dot{m}$  la portata massica totale che entra nella voluta. Quindi:

$$A_{\psi} = \frac{\dot{m}}{\rho C_{\theta\psi}} \times \frac{\psi}{2\pi}$$

Eliminando  $C_{\theta}$  utilizzando l'equazione 1, si ottiene:

$$A_{\psi} = \frac{\dot{m}}{\rho} \times \frac{\psi}{2\pi} \times \frac{r_{\psi}}{K}$$

cioè la sezione trasversale della voluta decresce con l'angolo azimutale e col raggio medio. L'analisi descritta è stata sviluppata per una voluta costituita da un unico condotto di ingresso, ma può essere applicata a ognuna delle metà di una voluta dotata di doppio ingresso.

Infatti in alcuni turbocompressori la turbina possiede due o anche tre canali per assicurare un flusso più uniforme e correttamente distribuito (Figura 1.2.6)

Le turbine che non possiedono lo statore palettato, sono solitamente quelle dei turbocompressori per i motori automobilistici poiché operano su un ampio intervallo di portata massica. Pertanto lavorano molto frequentemente in condizioni che differiscono dal punto di progetto e la presenza di palette fisse impedirebbe al flusso di adattarsi a condizioni estremamente variabili. Senza lo statore palettato, la voluta deve anche avere la funzione di guidare correttamente il flusso verso l'ingresso della girante oltre che distribuirlo e accelerarlo.

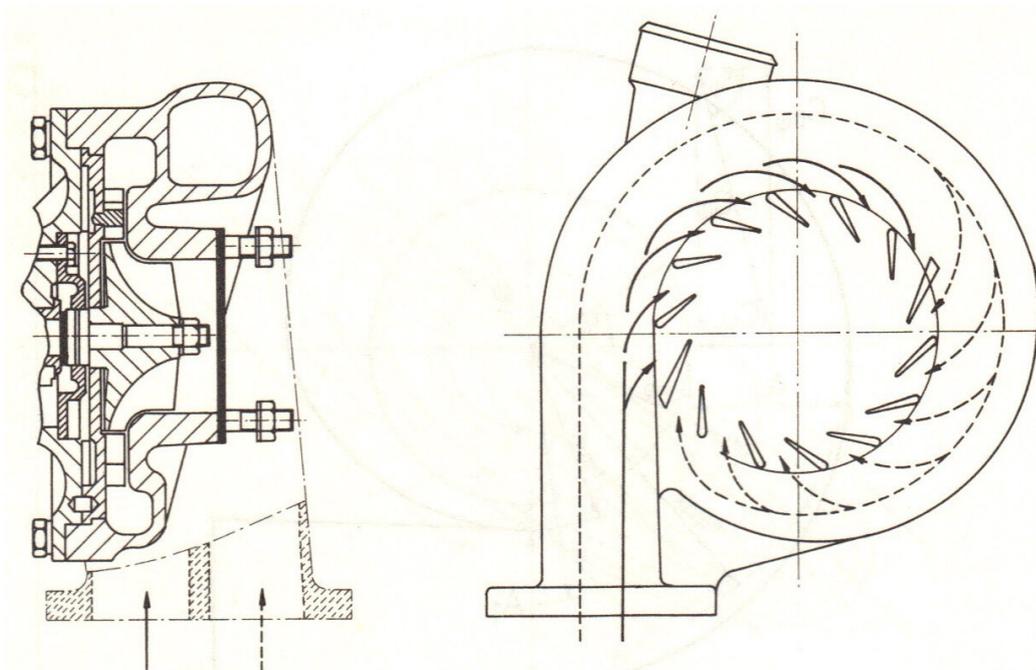


Figura 1.2.6 La voluta con due canali di ingresso

La geometria della voluta determina quindi l'angolo di uscita dalla voluta e di ingresso nella girante. Dalla figura 1.2.5 si ricava:

$$\cot \alpha_{\psi} = \frac{C_{r\psi}}{C_{\theta\psi}}$$

In base all'equazione 1.2.3 risulta:

$$r_1 C_{\theta 1} = r_4 C_{\theta 4}$$

Per l'equazione di continuità vale:

$$\dot{m} = \rho_1 A_1 C_{\theta 1} = \rho_4 2\pi r_4 b_4 C_{r 4}$$

dove  $b_4$  risulta la larghezza della pala della girante all'ingresso.

Quindi:

$$\begin{aligned} \cot \alpha_4 &= \frac{\rho_1 A_1 C_{\theta 1}}{\rho_4 2\pi r_4 b_4 C_{\theta 4}} = \frac{\rho_1 A_1 r_4}{\rho_4 2\pi r_4 b_4 r_1} \\ &= \frac{A_1 \rho_1}{r_1 \rho_4 2\pi b_4} \end{aligned}$$

e per un fluido incompressibile:

$$\cot \alpha_4 = \frac{A_1}{r_1} \frac{1}{2\pi b_4}$$

Per un dato valore di larghezza della pala della girante all'ingresso ( $b_4$ ), l'angolo di uscita dalla girante del gas è definito dal rapporto  $A_1/r_1$ . Questo valore è spesso usato per definire la geometria della voluta poiché legato all'angolo di ingresso nel canale palare di una turbina equivalente dotata di statore palettato.

Si nota che l'angolo di flusso è indipendente dalla portata massica, quindi una voluta senza statore è solo leggermente più adatta a correggere la portata variabile di quanto non lo sia una turbina dotata di statore.

Tuttavia i risultati a cui si giunge riguardo l'andamento dell'angolo di flusso ( $\alpha_4$ ) non sono completamente soddisfacenti, soprattutto se si assume costante il raggio medio.

Se l'area trasversale della voluta decresce linearmente con l'angolo azimutale  $\Psi$ , risultano variazioni dell'angolo  $\alpha_4$  piuttosto elevate.

La seguente figura mostra la variazione dell'angolo di flusso per tre diverse volute, ognuna progettata con un valore costante del rapporto  $A_1/r_1$

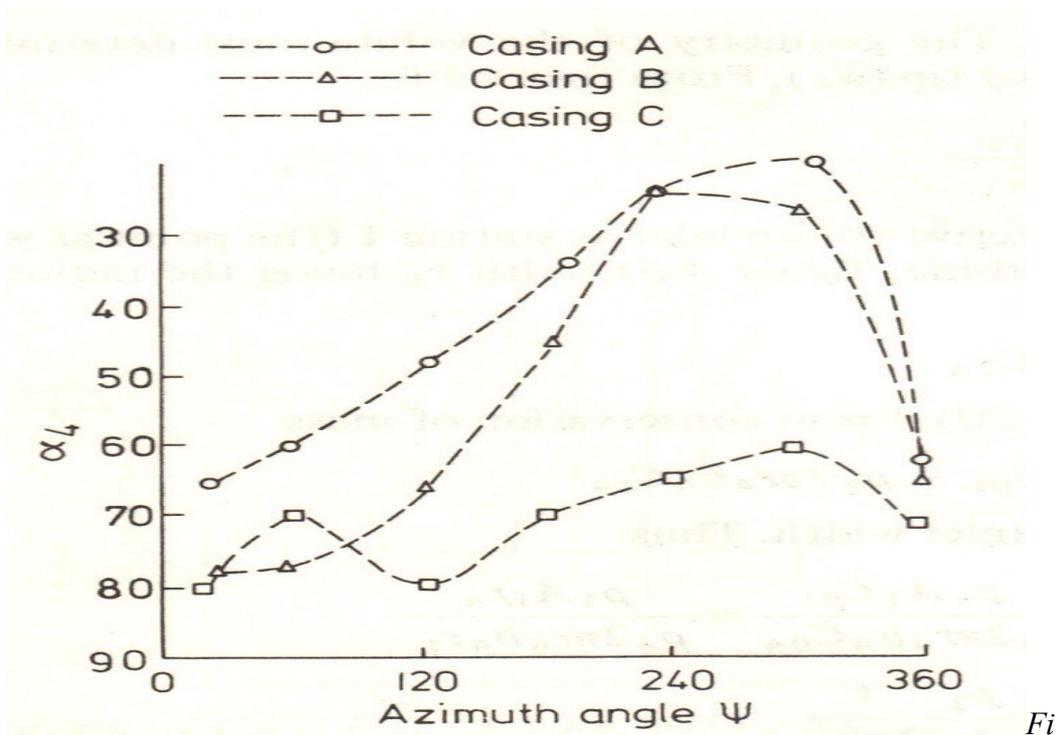


Figura 1.2.7 Valori misurati dell'angolo di flusso in funzione dell'angolo azimutale per tre differenti geometrie della voluta

## Lo statore

Non esistono metodi per calcolare il numero ottimale delle pale dello statore, ma un numero elevato

permette di direzionare il flusso in maniera migliore, sebbene determini maggiori perdite per attrito.

La funzione dello statore è quella di accelerare il fluido e direzionarlo verso la girante secondo l'angolo di progetto con le minime perdite.

Non essendoci trasferimento di lavoro nello statore, l'entalpia di ristagno resta costante (non vale lo stesso per il trasferimento di calore), ma la pressione di ristagno decresce in relazione con le perdite per attrito che si verificano.

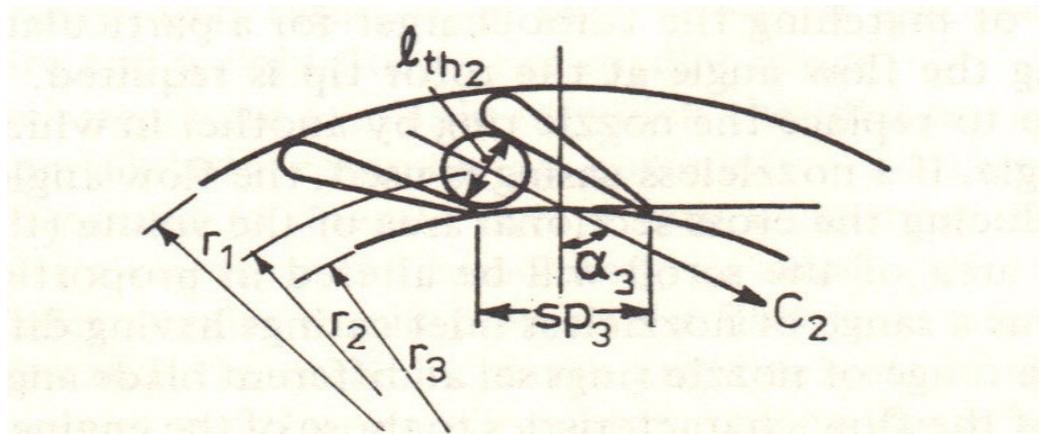


Figura 1.2.8 Lo statore palettato

Le perdite totali nella voluta e nello statore sono espresse in funzione della velocità di uscita del gas e dell'efficienza dello statore (o del coefficiente di perdita).

Applicando l'equazione energetica per un flusso costante, assumendo che il gas sia perfetto, si ottiene:

$$T_2 = T_{01} - \frac{C_2^2}{2c_p}$$
$$\frac{P_2}{P_{01}} = \left( 1 - \frac{C_2^2}{2c_p \eta_n T_{01}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

con

$$\eta_n = \frac{h_{01} - h_2}{h_{01} - h_{2s}}$$

Facendo riferimento alla figura 1.2.8, la portata in massa è pari a:

$$\dot{m} = \rho_2 C_2 b_2 l_{th_2} z_2$$

dove  $z_2$  è il numero di pale.

La densità risulta:

$$\rho_2 = \frac{P_2}{RT_2}$$

Secondo Hiatt e Johnston l'angolo di flusso all'uscita dello statore può essere assunto pari a:

$$\cos \alpha_3 = \frac{l_{th_2}}{sp_3}$$

Quest'ultima espressione è ricavata sperimentalmente e il termine  $sp_3$  si riferisce alla distanza circonferenziale tra le pale in corrispondenza del bordo di uscita.

Risulta essere un'approssimazione, ma l'errore introdotto non è elevato. Tuttavia bisogna tenere presente che l'efficienza della girante è sensibile alla variazione dell'angolo di ingresso del gas.

#### L'interspazio tra lo statore e la girante

L'interspazio tra statore e girante è realizzato per ragioni meccaniche e costruttive ma ha una ridotta estensione per non perdere i vantaggi dati dalla presenza dello statore.

L'analisi fluidodinamica di quest'interspazio è simile a quella che si realizza per un diffusore.

Se si trascura l'attrito con le pareti il momento angolare si conserva e quindi:

$$r_3 C_{\theta 3} = r_4 C_{\theta 4}$$

dove il pedice 3 si riferisce all'uscita dallo statore e il pedice 4 si riferisce all'ingresso nella girante.

Dall'equazione di continuità:

$$\dot{m} = \rho_2 C_2 b_2 l_{th_2} z_2 = 2\pi r_4 b_4 \rho_4 C_{r_4}$$

Essendo:

$$\tan \alpha_4 = \frac{C_{\theta 4}}{C_{r4}}$$

risulta:

$$\tan \alpha_4 = \frac{r_3 C_{\theta 3} 2\pi r_4 b_4 \rho_4}{r_4 C_2 b_2 l_{th_2} z_2 \rho_2}$$

Essendo  $C_{\theta 3}/C_2 = \sin \alpha_3$  e assumendo incompressibile il fluido poiché l'interspazio è ridotto:

$$\tan \alpha_4 = \frac{r_3 2\pi b_4}{b_2 l_{th_2} z_2} \sin \alpha_3$$

Se sono note le condizioni di uscita dallo statore, quest'ultima equazione fornisce l'angolo di flusso all'uscita dall'interspazio.

### La girante

Nella girante avviene il trasferimento di lavoro dal fluido, quindi c'è una variazione di pressione, entalpia e velocità assoluta.

L'equazione che descrive il trasferimento di energia nel rotore è:

$$\dot{W} = \omega T = \dot{m}(U_4 C_{\theta 4} - U_5 C_{\theta 5}) = \dot{m} (h_{04} - h_{05})$$

Quindi:

$$\begin{aligned} \frac{2\dot{W}}{\dot{m}} &= 2(U_4 C_{\theta 4} - U_5 C_{\theta 5}) \\ &= [U_4^2 + C_{\theta 4}^2 - (U_4 - C_{\theta 4})^2] - [U_5^2 + C_{\theta 5}^2 - (U_5 - C_{\theta 5})^2] \\ &= [U_4^2 + C_{\theta 4}^2 - (W_4^2 - C_{r4}^2)] - [U_5^2 + C_{\theta 5}^2 - (W_5^2 - C_{a5}^2)] \end{aligned}$$

Dai triangoli di velocità si ottiene:

$$\frac{2\dot{W}}{\dot{m}} = (U_4^2 - W_4^2 + C_4^2) - (U_5^2 - W_5^2 + C_5^2)$$

E quindi:

$$\frac{\dot{W}}{\dot{m}} = \frac{1}{2} [(U_4^2 - U_5^2) - (W_4^2 - W_5^2) + (C_4^2 - C_5^2)]$$

Analizzando i tre termini al secondo membro contenuti tra parentesi, si nota che: il primo termine contribuisce in maniera positiva al lavoro della turbina e dipende dalla riduzione del raggio della girante e questo spiega perché la turbina ha direzione di flusso centripeta; il secondo termine mostra che deve essere  $W_5 > W_4$  per avere lavoro positivo, cioè il flusso deve accelerare attraverso la girante relativamente alla girante stessa; il terzo termine mostra che la velocità assoluta di uscita deve essere quanto più bassa possibile ed è per questo motivo che non conviene avere swirl all'uscita: lo swirl non è infatti necessario e incrementa l'energia cinetica per un determinato valore di portata massica. Solitamente le turbine con pale radiali lavorano in corrispondenza del punto di progetto, con un corretto angolo di flusso (cioè  $C_{\theta 4} = U_4$ ) e senza swirl all'uscita. Quindi risulta:

$$C_4^2 = W_4^2 + U_4^2 \quad \text{and} \quad ; \quad = W_5^2 - U_5^2$$

Quindi l'equazione di trasferimento dell'energia precedentemente vista diventa:

$$\frac{\dot{W}}{\dot{m}} = U_4^2 \tag{1.2.4}$$

La distribuzione della temperatura totale e della densità medie, così come la distribuzione della velocità relativa (per una data portata massica), possono essere calcolate lungo il canale palare nel seguente modo: facendo riferimento alla figura successiva (Figura 1.2.9), in corrispondenza del generico raggio 'a', si ricava dall'equazione di trasferimento dell'energia:

o anche:

$$\dot{W} = \dot{m} \left[ (h_4 - h_a) + \frac{C_4^2 - C_a^2}{2} \right]$$

Da queste ultime due equazioni si ottiene:

$$h_4 - h_a = \frac{1}{2} [(U_4^2 - U_a^2) - (W_4^2 - W_a^2)]$$

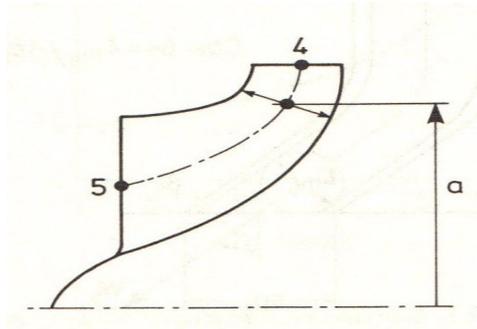


Figura 1.2.9 Canale meridiano della girante

Quindi:

$$c_p (T_4 - T_a) = c_p \Delta T_{4-a} = \frac{1}{2} [(U_4^2 - U_a^2) - (W_4^2 - W_a^2)]$$

Per un processo irreversibile:

$$\Delta T_{(4-a)s} = \Delta T_{4-a} / \eta_R$$

dove  $\eta_r$  è l'efficienza isoentropica della girante; la densità risulta:

$$\rho_a = \frac{P_a}{RT_a} = \frac{P_4 [1 - (\Delta T_{(4-a)s} / T_4)]^{\gamma/(\gamma-1)}}{R(T_4 - \Delta T_{4-a})}$$

Dall'equazione di continuità si ricava:

$$W_a = \frac{\dot{m}}{A_a \rho_a}$$

e quindi:

$$M_a = \frac{W_a}{\sqrt{[\gamma R (T_4 - \Delta T_{4-a})]}}$$

La porzione di uscita dalla girante (estrattore) deve avere un diametro sufficientemente ampio da ridurre al minimo la velocità a valle della girante stessa. Tuttavia è necessario realizzare un compromesso per evitare di avere un numero di Mach troppo elevato.

Le pale della girante devono avere in uscita una certa inclinazione per assicurare l'angolo di flusso desiderato (figura 1.2.10)

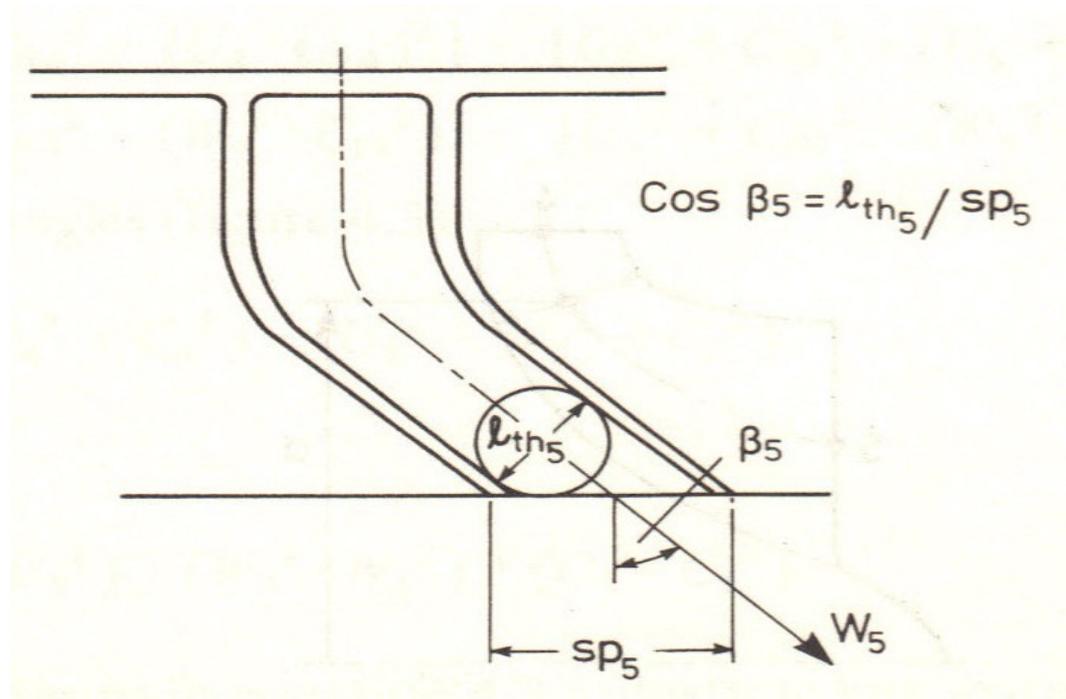


Figura 1.2.10 L'estrattore della girante

Non esistono metodi rigorosi per determinare il numero ottimale di pale. Jamieson suggerisce un criterio per stabilire il numero minimo.

Jamieson ha dimostrato che, nel caso di fluido incompressibile in una macchina puramente radiale,

la variazione di velocità angolare è data da:

$$\frac{\partial C_r}{\partial \theta} = -2\omega r$$

dove  $\omega$  è la velocità angolare della girante. Quindi le velocità radiali massima e minima sono:

$$C_{r \max} = C_r + \frac{1}{2} \Delta C_r = C_r + \omega r \Delta \theta$$

$$C_{r \min} = C_r - \frac{1}{2} \Delta C_r = C_r - \omega r \Delta \theta$$

dove  $\Delta \theta = 2\pi/Z$  è la distanza tra le pale;  $C_r$  è la componente radiale media della velocità.

Il numero minimo di pale deve essere quello che impedisce di avere in qualsiasi punto un valore negativo della velocità radiale. Il caso limite si verifica quando  $r = r_4$  e  $C_{r_4\_min} = 0$ :

$$\Delta\theta = \frac{C_r}{U_4}$$

In corrispondenza del punto di progetto, si ha che  $U_4 = C_r * \tan \alpha_4$ , quindi:

$$\Delta\theta = \frac{1}{\tan \alpha_4}$$

E quindi il numero minimo di pale risulta:

$$Z_{min} = \frac{2\pi}{\Delta\theta} = 2\pi \tan \alpha_4$$

Quest'ultima equazione è rappresentata nel grafico seguente

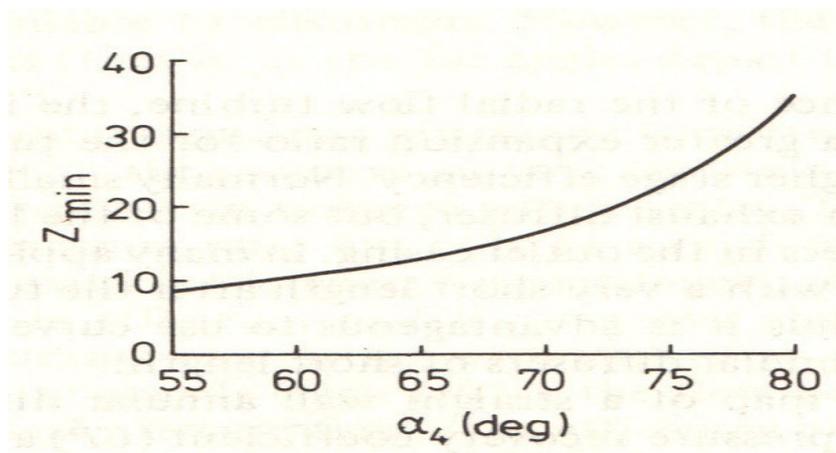


Figura 1.2.11 Numero minimo di pale necessario a impedire l'inversione del flusso all'ingresso della girante

Si nota che è necessario avere un elevato numero di pale per evitare l'inversione del fluido quando l'angolo di flusso è elevato. Questo numero diventa irrealizzabile per turbine di piccola taglia, dove si avrebbero spazi troppo stretti tra le pale tali da creare problemi di bloccaggio del flusso.

Inoltre va ricordato che un incremento del numero delle pale è indesiderato, dal punto di vista dell'inerzia, per un turbocompressore automobilistico.

Tuttavia si è verificato sperimentalmente che una riduzione del numero delle pale secondo il criterio proposto da Jamieson non determina un'eccessiva perdita in termini di efficienza: evidentemente le perdite dovute agli effetti dell'incidenza delle pale della girante e alla viscosità assumono un peso maggiore rispetto alle perdite causate dall'inversione del flusso nelle turbine con un ridotto numero di pale. A tal proposito i grafici seguenti (Figura 1.2.12) mostrano i cambiamenti dell'efficienza di una turbina nella quale è stato dimezzato il numero delle pale.

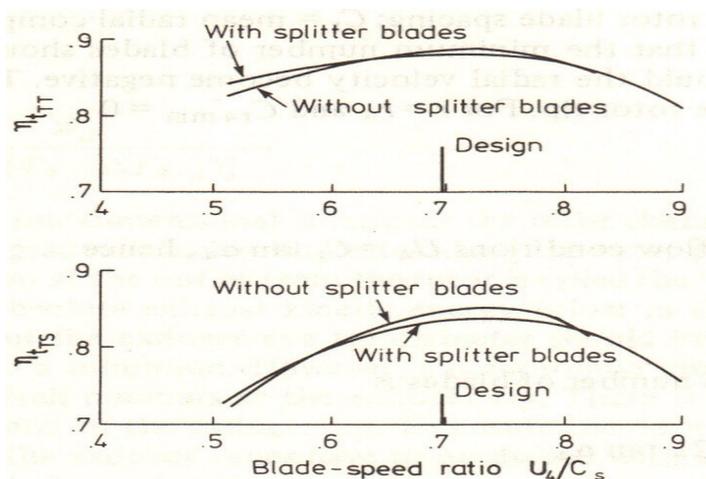


Figura 1.2.12 Efficienza della turbina con e senza dimezzamento del numero delle pale

### Il diffusore

Per migliorare le prestazioni di una turbina radiale, l'introduzione di un diffusore a valle della girante garantisce un maggiore rapporto di espansione alla macchina. Normalmente i piccoli turbocompressori automobilistici non includono un diffusore allo scarico. I diffusori possono essere a sezione circolare o anulare (Figura 1.2.13)

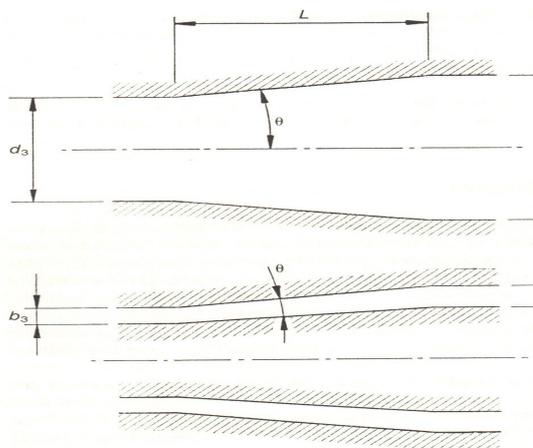


Figura 1.2.13 Diffusori

Il grafico successivo (Figura 1.2.14) rappresenta la mappa di prestazione di un diffusore a sezione anulare in cui è indicato il coefficiente di recupero della pressione (CP) in funzione della lunghezza del diffusore ( $l$ ) e del rapporto d'area ( $A/R$ ), in condizioni ideali di flusso all'ingresso. Tuttavia le condizioni di uscita dalle turbine sono lontane da quelle ideali e pertanto è difficile ottenere il recupero di pressione indicato dal grafico.

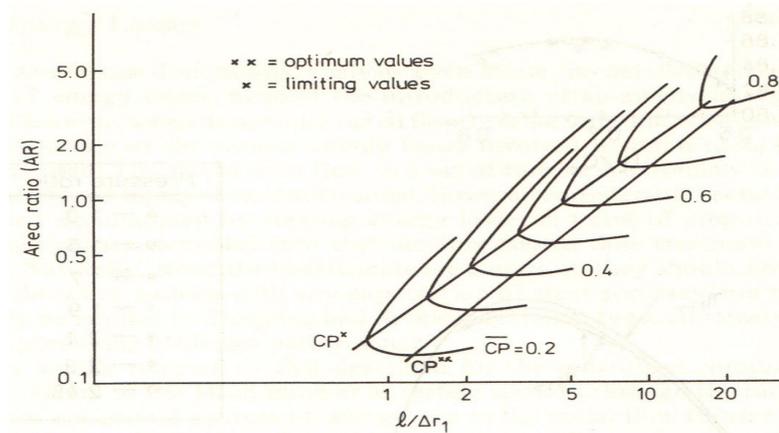


Figura 1.2.14 Mappa di prestazione di un diffusore a sezione anulare

#### 1.2.4 Efficienza isoentropica e Rapporto di espansione

L'efficienza isoentropica di una turbina può essere definita come il rapporto tra il lavoro effettivo d'espansione ottenuto e quello ottenibile con un'espansione adiabatica reversibile (isoentropica) tra le due stesse pressioni. Si consideri una generica espansione in turbina (Figura 1.2.15 nella quale i pedici 03 e 04 indicano le pressioni totali rispettivamente di inizio e fine espansione e i pedici 3 e 4 indicano le pressioni statiche.)

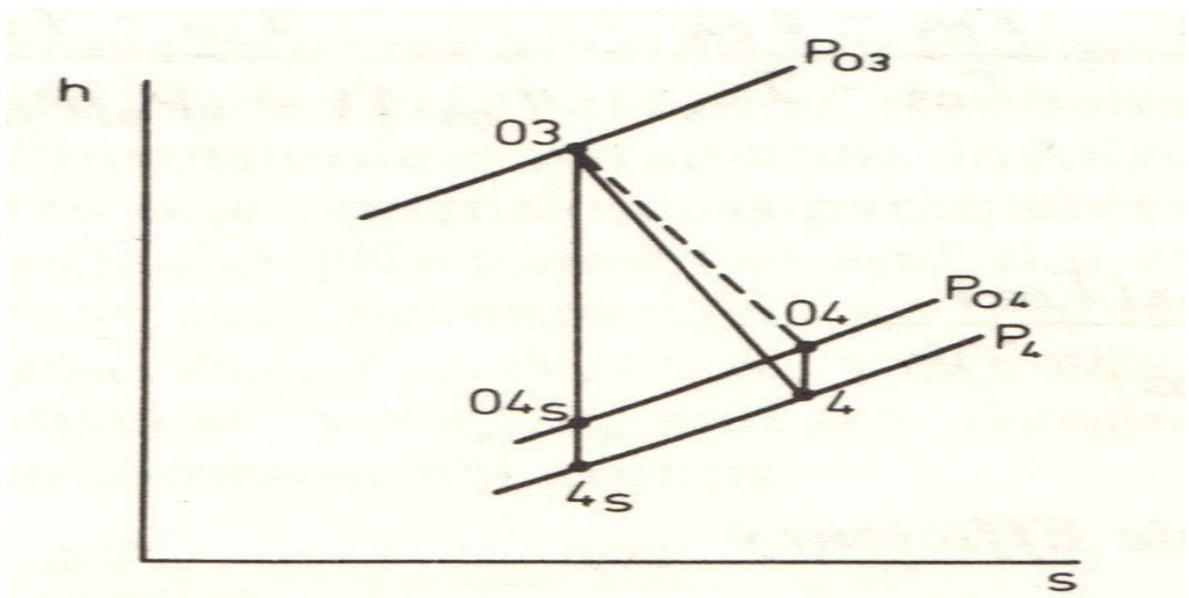


Figura 1.2.15: Diagramma h-s di un processo di espansione in turbina

Quindi per definizione l'efficienza isoentropica risulta:

$$\eta_{tTT} = \frac{h_{03} - h_{04}}{h_{03} - h_{04s}}$$

e per un gas perfetto ( $c_p = \text{costante}$ ):

$$\eta_{tTT} = \frac{T_{03} - T_{04}}{T_{03} - T_{04s}}$$

Per un'espansione isoentropica, pressione e temperatura sono legate dalla seguente relazione:

$$\frac{P_{03}}{P_{04}} = \left( \frac{T_{03}}{T_{04}} \right)^{\gamma/(\gamma-1)}$$

L'efficienza isoentropica risulta quindi

$$\eta_{tTT} = \frac{1 - (T_{04}/T_{03})}{1 - (P_{04}/P_{03})^{(\gamma-1)/\gamma}}$$

Tuttavia, un'efficienza isoentropica di maggior interesse può essere basata sulla temperatura statica di uscita. L'efficienza isoentropica totale-statica può essere definita come il rapporto tra il lavoro effettivo di espansione ottenuto e l'espansione isoentropica tra le pressioni totale di ingresso e statica di uscita.

$$\eta_{tTS} = \frac{h_{03} - h_{04}}{h_{03} - h_{4s}} = \frac{T_{03} - T_{04}}{T_{03} - T_{4s}} = \frac{T_{03} - T_{04}}{T_{03} [1 - (P_4/P_{03})^{(\gamma-1)/\gamma}]}$$

E quindi:

$$\eta_{tTS} = \frac{1 - (T_{04}/T_{03})}{1 - (P_4/P_{03})^{(\gamma-1)/\gamma}}$$

Facendo riferimento alla turbina rappresentata in figura 1.2.1, l'efficienza isoentropica di una turbina, su una base totale-totale, è data dalla seguente espressione:

$$\eta_{tTT} = \frac{h_{01} - h_{05}}{h_{01} - h_{05_{ss}}} \approx \frac{T_{01} - T_{05}}{T_{01} - T_{05_{ss}}} = \frac{1 - (T_{05}/T_{01})}{1 - (P_{05}/P_{01})^{(\gamma-1)/\gamma}}$$

essendo:

$$\frac{P_{01}}{P_{05}} = \left[ \frac{T_{01}}{T_{01} - (T_{01} - T_{05})/\eta_{tTT}} \right]^{\gamma/(\gamma-1)}$$

Espressioni simili possono essere derivate per l'efficienza isoentropica totale-statica e per il rapporto d'espansione:

$$\eta_{tTS} = \frac{h_{01} - h_{05}}{h_{01} - h_{5_{ss}}} = \frac{T_{01} - T_{05}}{T_{01} - T_{5_{ss}}} = \frac{1 - (T_{05}/T_{01})}{1 - (P_5/P_{01})^{(\gamma-1)/\gamma}}$$

e:

$$\frac{P_{01}}{P_5} = \left[ \frac{T_{01}}{T_{01} - (T_{01} - T_5)/\eta_{tTS}} \right]^{\gamma/(\gamma-1)}$$

Il rapporto di velocità della pala è il rapporto tra la velocità all'estremità della girante e la velocità che il fluido raggiungerebbe se fosse espanso isoentropicamente dalla pressione totale di ingresso fino alla pressione statica di uscita dalla turbina:

$$\frac{U_4}{C_s} = \frac{U_4}{\sqrt{2(h_{01} - h_{5_{ss}})}} = \frac{U_4}{\sqrt{\{2c_p T_{01} [1 - (P_5/P_{01})^{(\gamma-1)/\gamma}]\}}}$$

Di seguito è riportato il grafico che correla il rapporto di velocità della pala con l'efficienza.

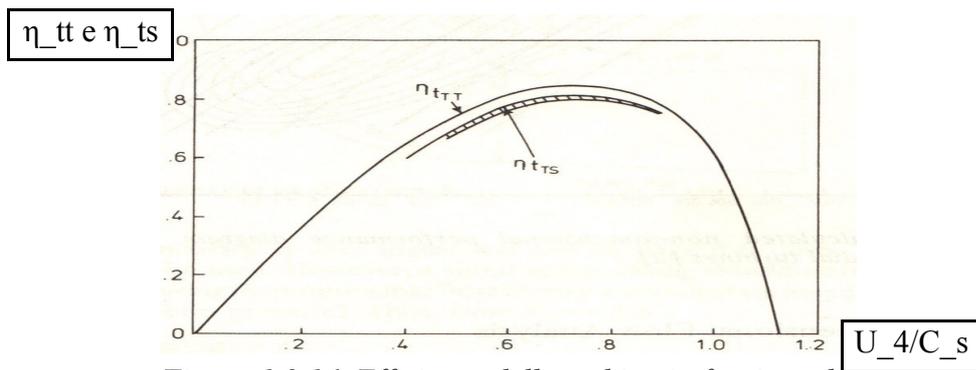


Figura 1.2.16 Efficienza della turbina in funzione del rapporto di velocità della pala ( $U_4/C_s$ )

Questo grafico risulta molto importante per il progetto della turbina e per scegliere la turbina più adatta nel caso di accoppiamento con un compressore: noti infatti la temperatura di ingresso in turbina e il rapporto di espansione, la velocità  $C_s$  può essere calcolata e, per una data velocità di rotazione, può essere scelto il diametro esterno della girante che permetta di ottenere il rapporto di velocità della pala che corrisponde al valore massimo di efficienza.

Si nota che il picco dell'efficienza si ha quando il rapporto di velocità risulta circa uguale a 0,7. Infatti, dall'equazione 1.2.4, il trasferimento di lavoro specifico ideale nelle condizioni di progetto per pale radiali risulta essere:

$$\frac{W}{\dot{m}} = U_4^2$$

Questo valore, per un flusso ideale con recupero completo allo scarico, è uguale alla variazione di entalpia di ristagno isoentropica ( $h_{01} - h_{5s}$ ).

Ricordando il valore del rapporto di velocità della pala, si ottiene:

$$\frac{U_4}{C_s} = \frac{U_4}{\sqrt{2U_4^2}} = \sqrt{\frac{1}{2}} = 0.7071$$

Quindi la massima efficienza per una turbina radiale ideale si ha quando:

$$\frac{U_4}{C_s} \approx 0.7$$

L'efficienza isoentropica di una turbina radiale non è facile da misurare con precisione e i risultati possono dipendere molto dalle condizioni di prova.

Se l'efficienza isoentropica totale-totale è rappresentata in funzione del rapporto di velocità della pala ( $U/C_s$ ), le curve risultanti sono quasi insensibili alla variazione del rapporto di pressione soprattutto nelle turbine provviste di statore palettato; l'efficienza isoentropica totale-statica è invece influenzata dal rapporto di pressione ma solo in un modesto intervallo di valori (Figura 1.2.17)

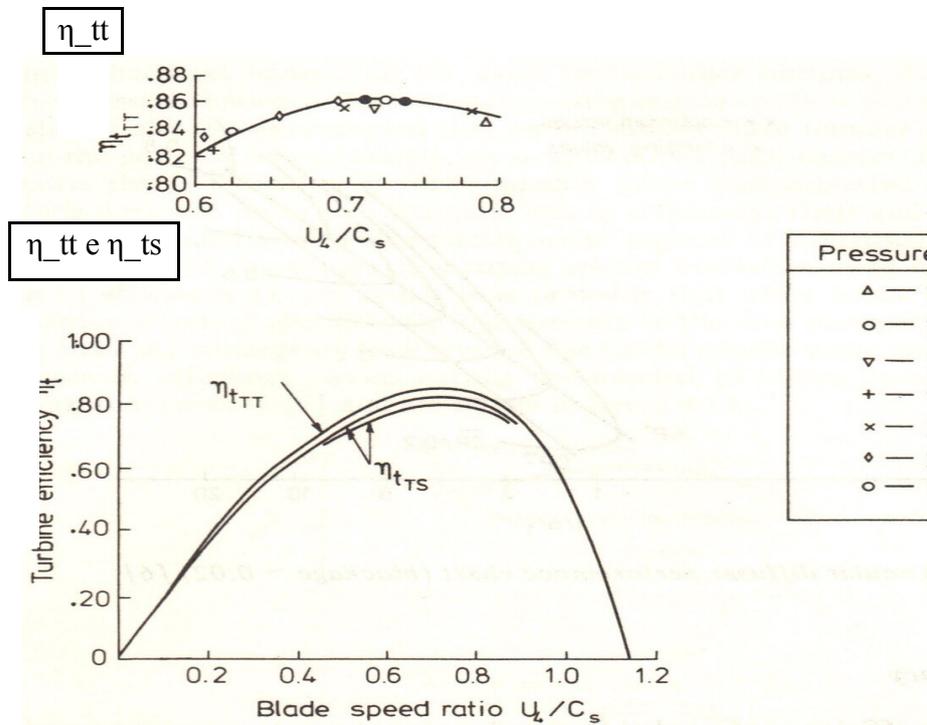


Figura 1.2.17 Efficienza della turbina in funzione del rapporto di velocità della pala ( $U_4/C_s$ )

### 1.3 Curve di prestazione caratteristiche di una turbina radiale

Esistono metodi differenti per rappresentare le caratteristiche di prestazione di una turbina radiale.

Un primo metodo è quello di rappresentare l'andamento del rapporto di espansione, cioè del rapporto tra la pressione totale di ingresso e quella statica di uscita (cioè il rapporto di espansione totale-statico), e il parametro di flusso in ingresso della macchina per diversi valori della velocità corretta. Tutte le grandezze sono riferite al valore di design.

Tale andamento è rappresentato nella Figura 1.3.1. Si osserva che, per una data velocità corretta, il parametro di flusso aumenta all'aumentare del rapporto di espansione su cui lavora la macchina stessa, fin tanto che si raggiungono le condizioni di “blocco sonico”: quando si raggiungono tali condizioni, per una data velocità, la portata risulta pressoché costante al variare del rapporto di espansione (rette verticali). Di fatto le curve a diversa velocità corretta tendono ad essere quasi completamente sovrapposte e in prima approssimazione si può ritenere che la turbina lavori sempre nella regione di blocco sonico.

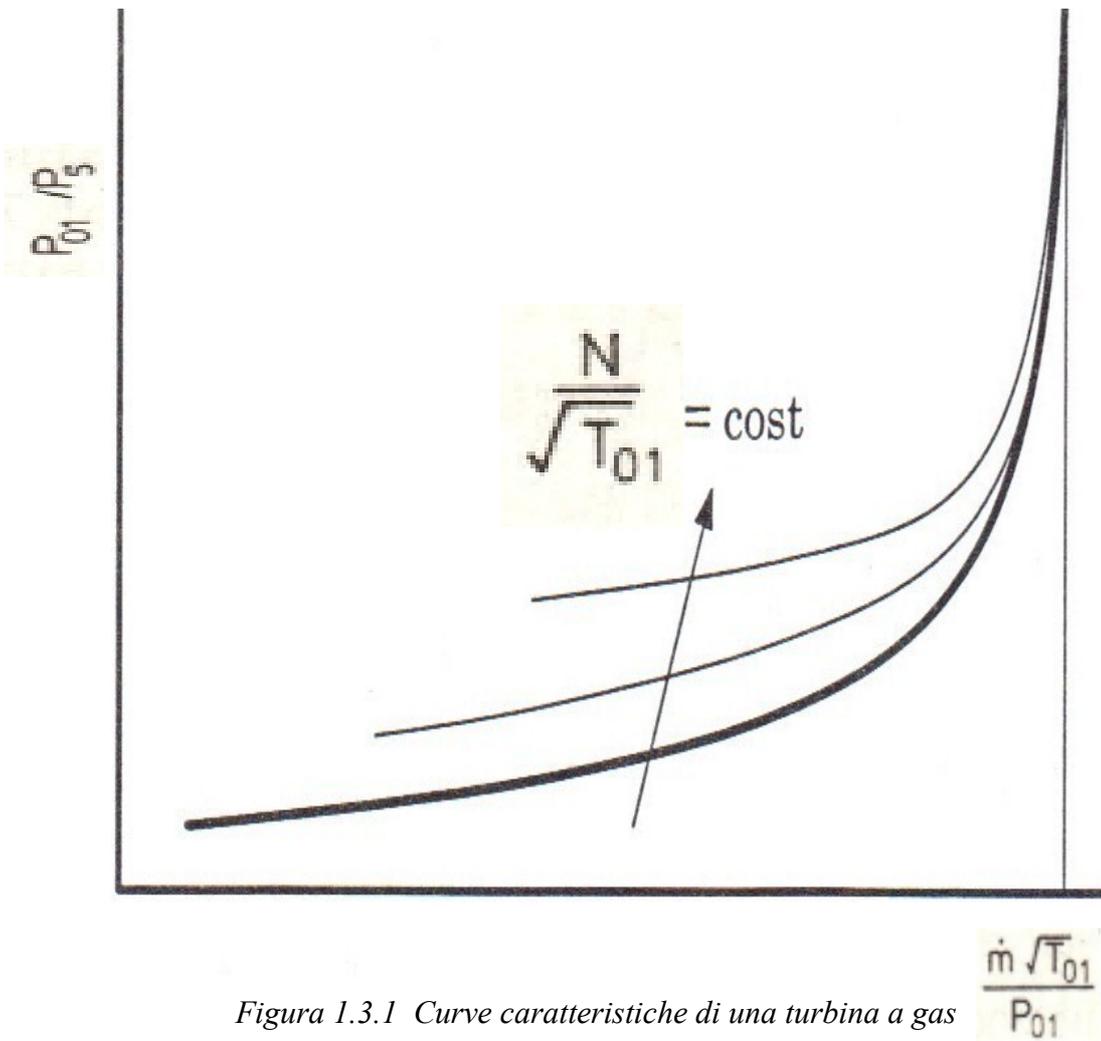


Figura 1.3.1 Curve caratteristiche di una turbina a gas

In figura 1.3.2 è rappresentato anche l'andamento delle curve di isorendimento isoentropico: in generale si nota che tale rendimento ha un andamento molto piatto in funzione del rapporto di espansione e dunque non è particolarmente influenzato dal punto di funzionamento della macchina.

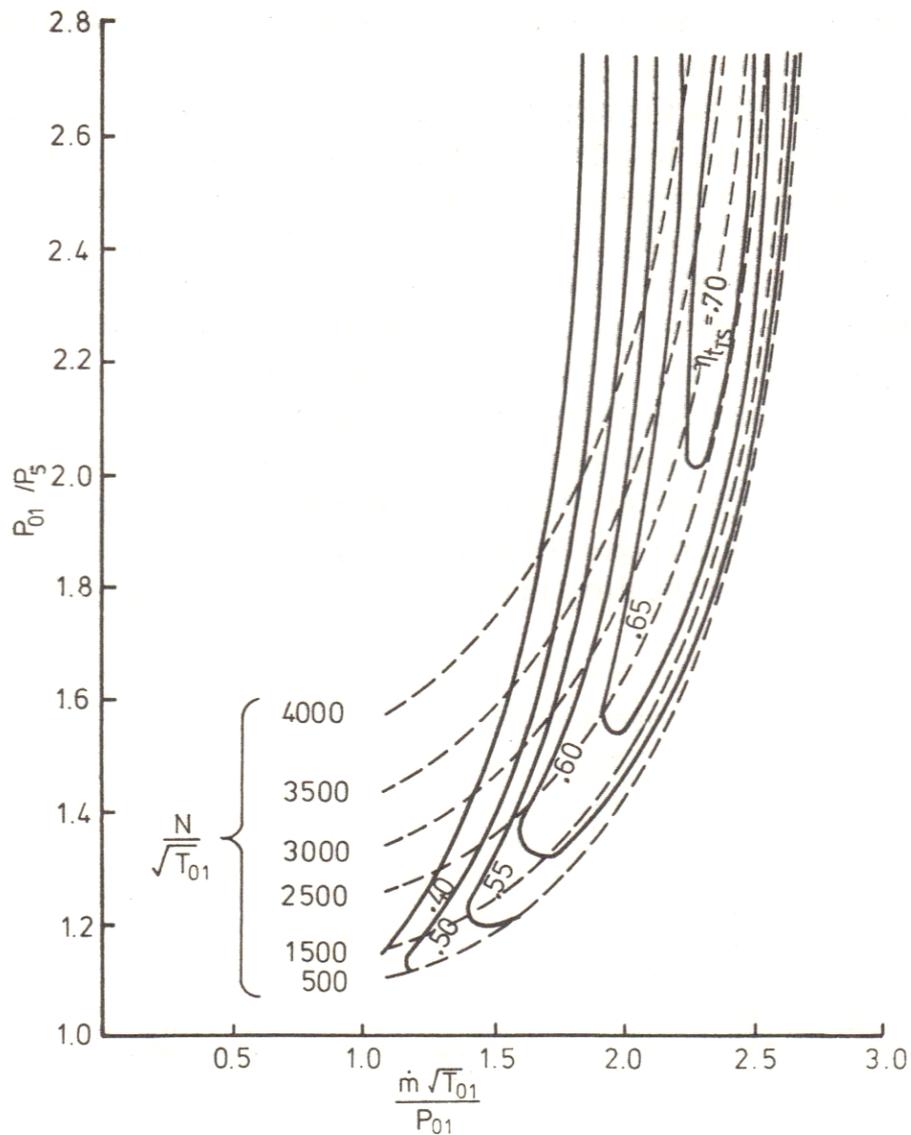


Figura 1.3.2: Curve di isorendimento isoentropico per una turbina a gas

Infine è possibile descrivere le caratteristiche della turbina attraverso la correlazione tra il coefficiente di flusso  $\Phi$  col coefficiente di carico  $\Psi$  in relazione ai diversi angoli di ingresso  $\beta_2$  nella girante; i coefficienti di flusso e di carico possono essere definiti a partire dai generici triangoli di velocità di ingresso nella girante (Figura 1.3.3)

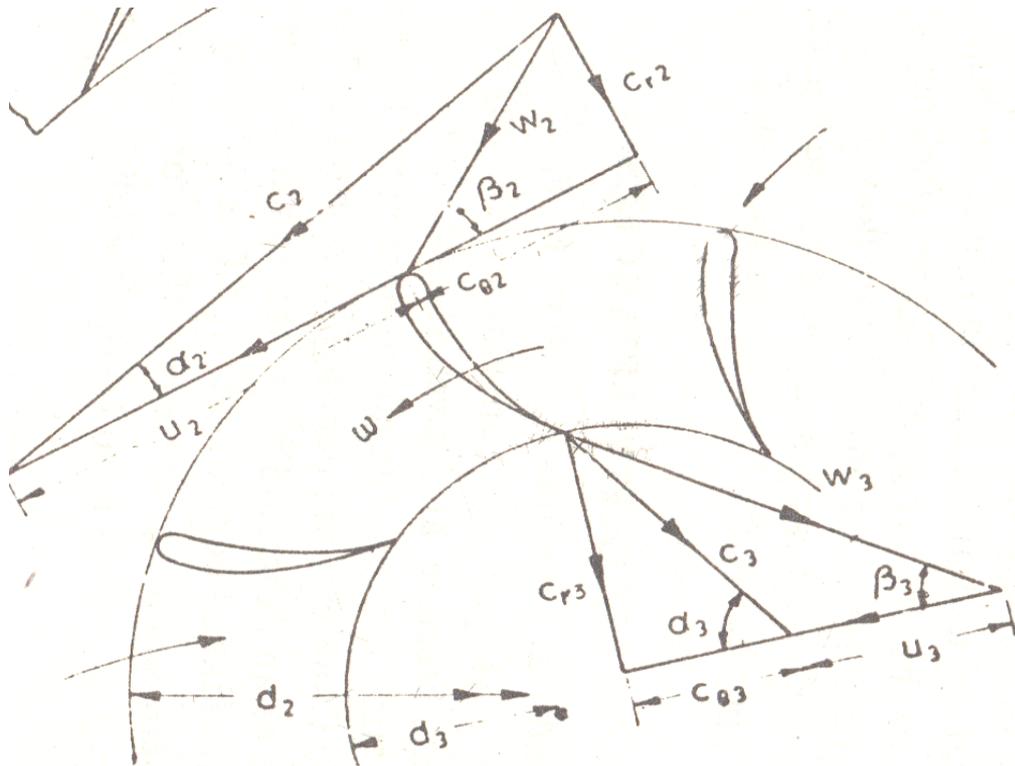


Figura 1.3.3: Girante della turbina e triangoli di velocità

L'angolo di ingresso in relativo alla pala della girante è dato da:

$$\tan \beta_2 = \frac{c_{r2}}{c_{\theta 2} - u_2} = \frac{c_2 \sin \alpha_2}{c_2 \cos \alpha_2 - u_2}$$

L'angolo di uscita invece risulta:

$$\tan \beta_3 = \frac{c_{r3}}{c_{\theta 3} + u_3} = \frac{w_3 \sin \beta_3}{c_3 \cos \alpha_3 + u_3}$$

Dall'equazione generale di Eulero, il lavoro dello stadio risulta pari a:

$$W = u_2 c_{\theta 2} - u_3 c_{\theta 3}$$

Supponendo che non ci sia swirl all'uscita (cioè  $c_{\theta 3} = 0$ ), risulta:

$$W = u_2 c_{\theta 2} = u_2 c_2 \cos \alpha_2$$

Il coefficiente di carico è definito come segue:

$$\psi = \frac{w}{u_2^2} = \frac{c_{\theta 2}}{u_2} = \frac{\cos \alpha_2}{u_2/c_2} = \phi_2 \cot \alpha_2$$

E quindi dai triangoli di velocità risulta:

$$c_{\theta 2} = u_2 + c_{r2} \cot \beta_2$$

$$\psi = 1 + \phi_2 \cot \beta_2$$

Applicando l'equazione di continuità tra le sezioni di ingresso e uscita del rotore si ottiene:

$$m = \rho_2 c_{r2} A_2 = \rho_3 c_{r3} A_3$$

$$m = \rho_2 c_{r2} (\pi d_2 - nt_2) b_2 = \rho_3 c_{r3} (\pi d_3 - nt_3) b_3$$

E il coefficiente di flusso è definito come:

$$\phi_2 = \frac{c_{r2}}{u_2}$$

Ora è possibile rappresentare il grafico che lega i coefficienti di carico e di flusso:

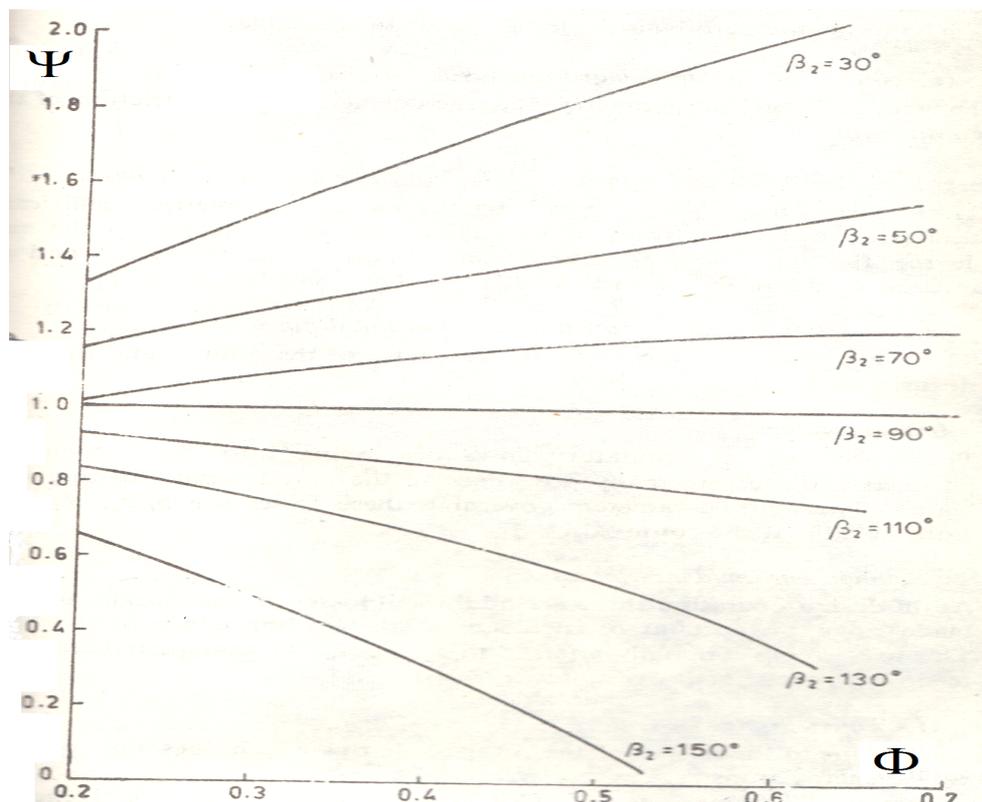


Figura 1.3.4 Relazione tra i coefficienti di flusso e di carico

## 1.4 La turbina radiale nei turbocompressori per sovralimentazione dei motori a combustione interna

Per particolari applicazioni, quali ad esempio i piccoli turbomotori o i gruppi di sovralimentazione di motori a ciclo Diesel oppure Otto, la turbina radiale a flusso centripeto può essere competitiva, per rendimento ed economia di costruzione, con la turbina assiale; a questo proposito si deve notare che il salto entalpico sfruttabile da uno stadio centripeto può risultare circa doppio di quello sfruttabile (a parità di velocità periferica) da uno stadio assiale grazie al contributo del lavoro fatto dal fluido nel campo di forze centrifughe. Ciò è interessante soprattutto per i piccoli turbomotori di elevate prestazioni, che mettono a disposizione della turbina salti entalpici tali da richiedere, per il loro sfruttamento, o due stadi assiali oppure uno stadio centripeto: la seconda soluzione risulta pertanto preferibile in quanto più semplice ed economica.

La Figura 1.4.1 mostra lo schema di funzionamento di un turbocompressore e la modalità col quale interagisce col motore: l'aria prelevata dall'esterno, prima di attraversare il condotto di aspirazione e giungere nel motore, viene portata dal compressore ad una pressione che solitamente può raggiungere il valore massimo di circa 3,5 bar. Quindi i gas di scarico, prima di essere espulsi, espandono nella turbina, trasferendo lavoro all'albero che collega la turbina al compressore il quale viene così trascinato dalla turbina stessa.

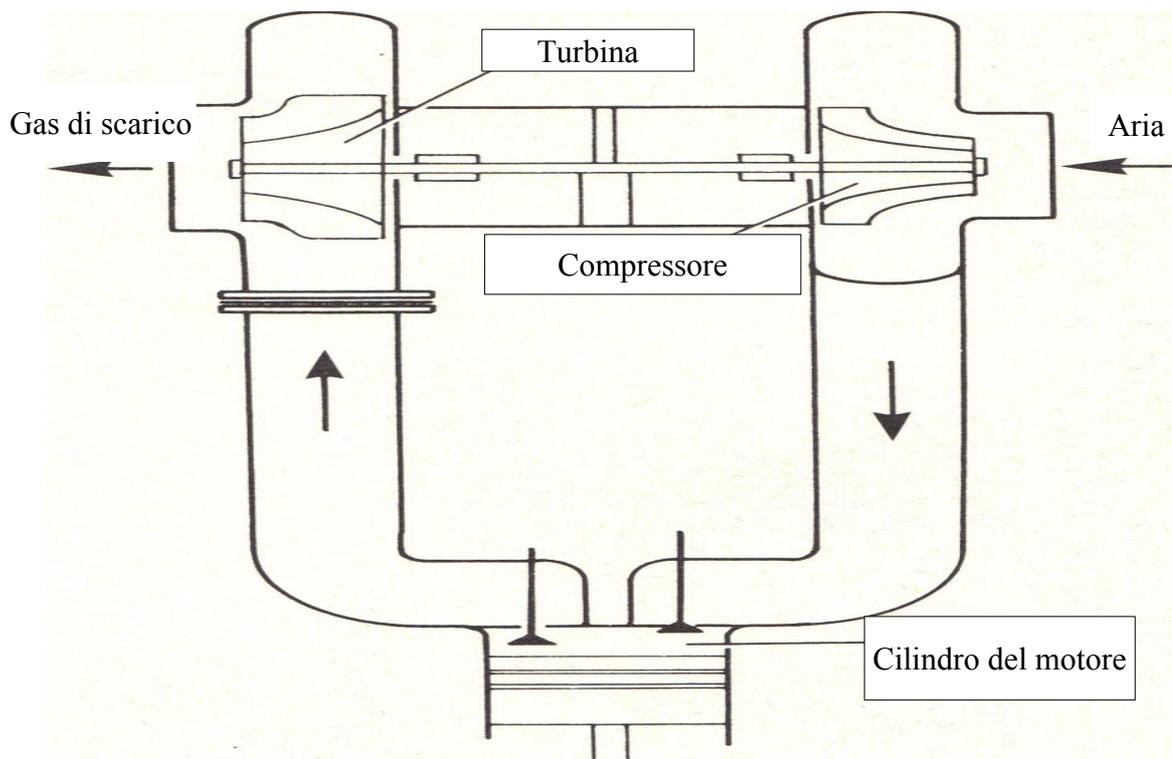


Figura 1.4.1 Schema di funzionamento di un turbocompressore

Le figure successive mostrano rispettivamente la sezione e la vista esplosa di un turbocompressore

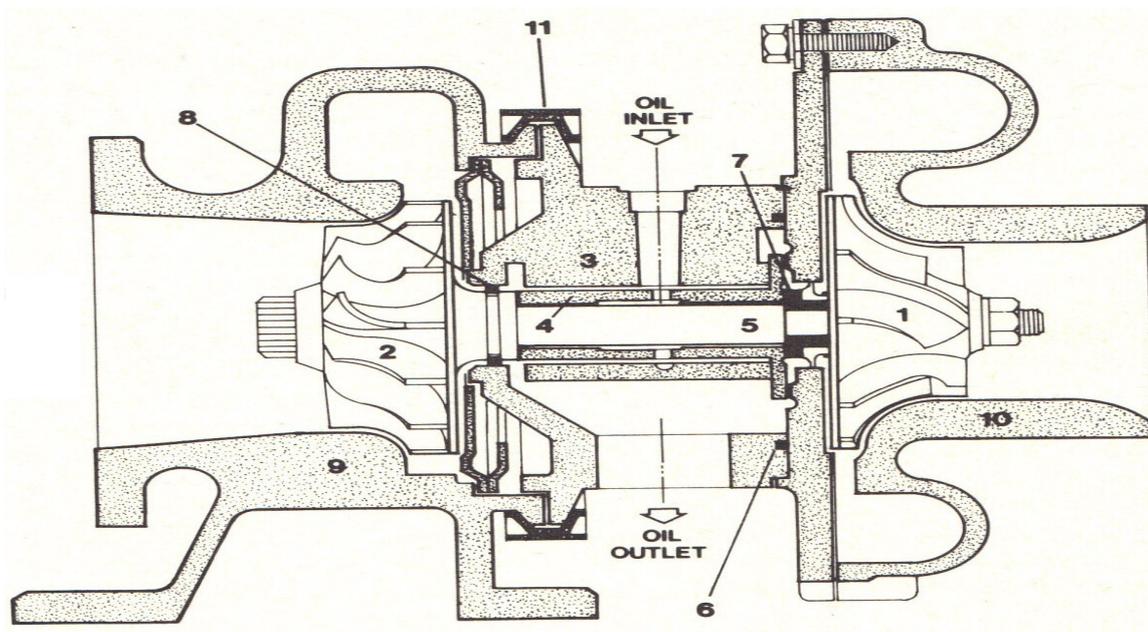


Figura 1.4.2 Sezione di un turbocompressore

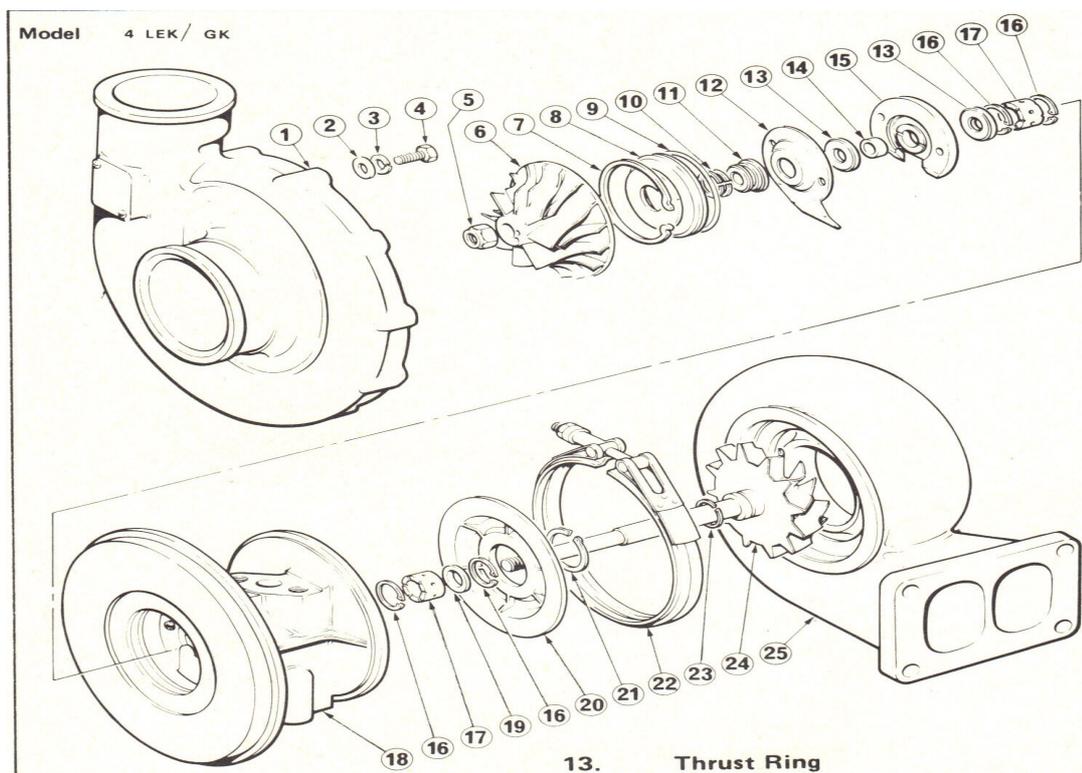


Figura 1.4.3 Vista esplosa di un turbocompressore

Nella realizzazione di un turbocompressore, il principio di base è quello di collegare il compressore alla turbina in modo tale da far lavorare la turbina al massimo dell'efficienza. Quindi è possibile mettere in relazione i diametri esterni delle giranti del compressore e della turbina. Tale relazione risulta essere:

$$\frac{D_c}{D_t} = \frac{1}{U/C_s} = \sqrt{\frac{\eta_t}{2\sigma}}$$

$D_c$  = Diametro compressore

$D_t$  = Diametro turbina

$\sigma$  = Slip factor del compressore

$U/C_s$  = Efficienza della turbina (inclusa quella meccanica)

La figura 1.4.4 rappresenta graficamente la relazione precedente per differenti valori dell'efficienza della turbina (inclusa quella meccanica) e per valori dello slip factor del compressore pari a 0,9 e 0,8.

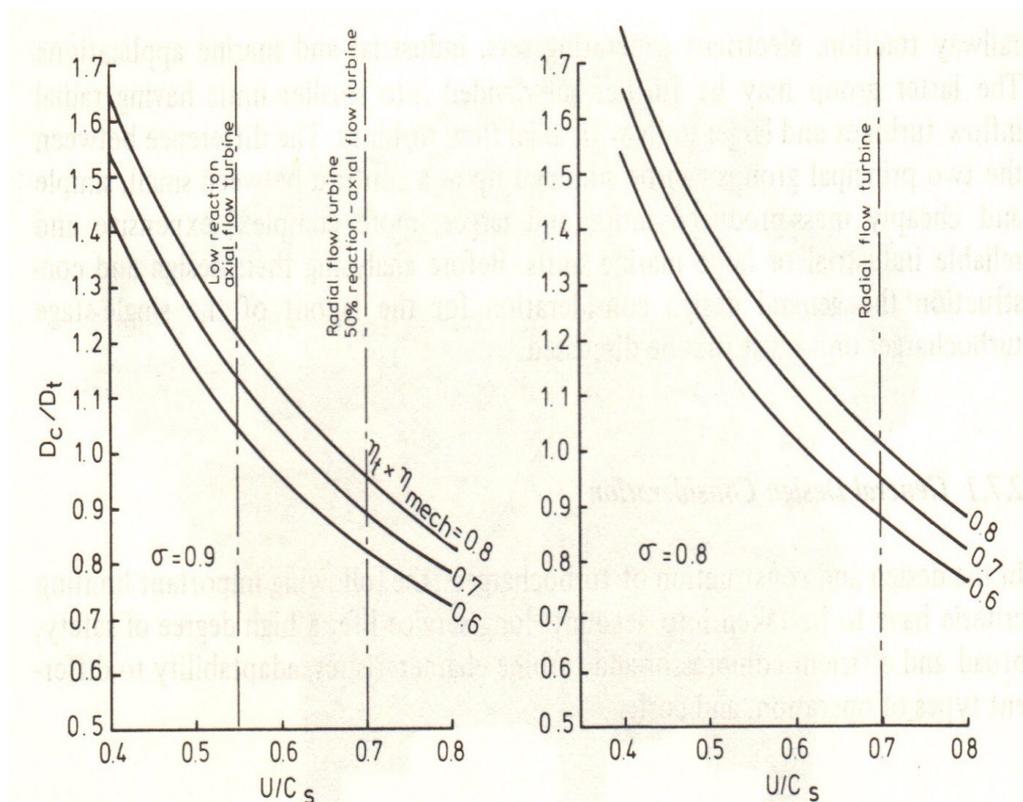


Figura 1.4.4 Relazione tra i diametri esterni delle giranti del compressore e della turbina

## Capitolo 2: La simulazione fluidodinamica della girante

La simulazione permette di conoscere le prestazioni della girante della turbina. Prima di realizzare tale simulazione è necessario:

1. Disegnare la geometria della girante;
2. Creare la mesh.

Pertanto si è scelto di utilizzare Turbogrid: esso è un componente del software Ansys che ha consentito di creare la geometria e la mesh della girante come descritto nei paragrafi seguenti.

### 2.1 La realizzazione della geometria

Per disegnare la girante utilizzando Turbogrid è necessario ricavare una serie di punti che descrivano il canale meridiano della girante e il profilo di una singola pala: si è scelto un sistema di riferimento con origine sull'asse longitudinale della girante, coincidente con una estremità dell'albero della girante stessa (Figura 2.1.1).

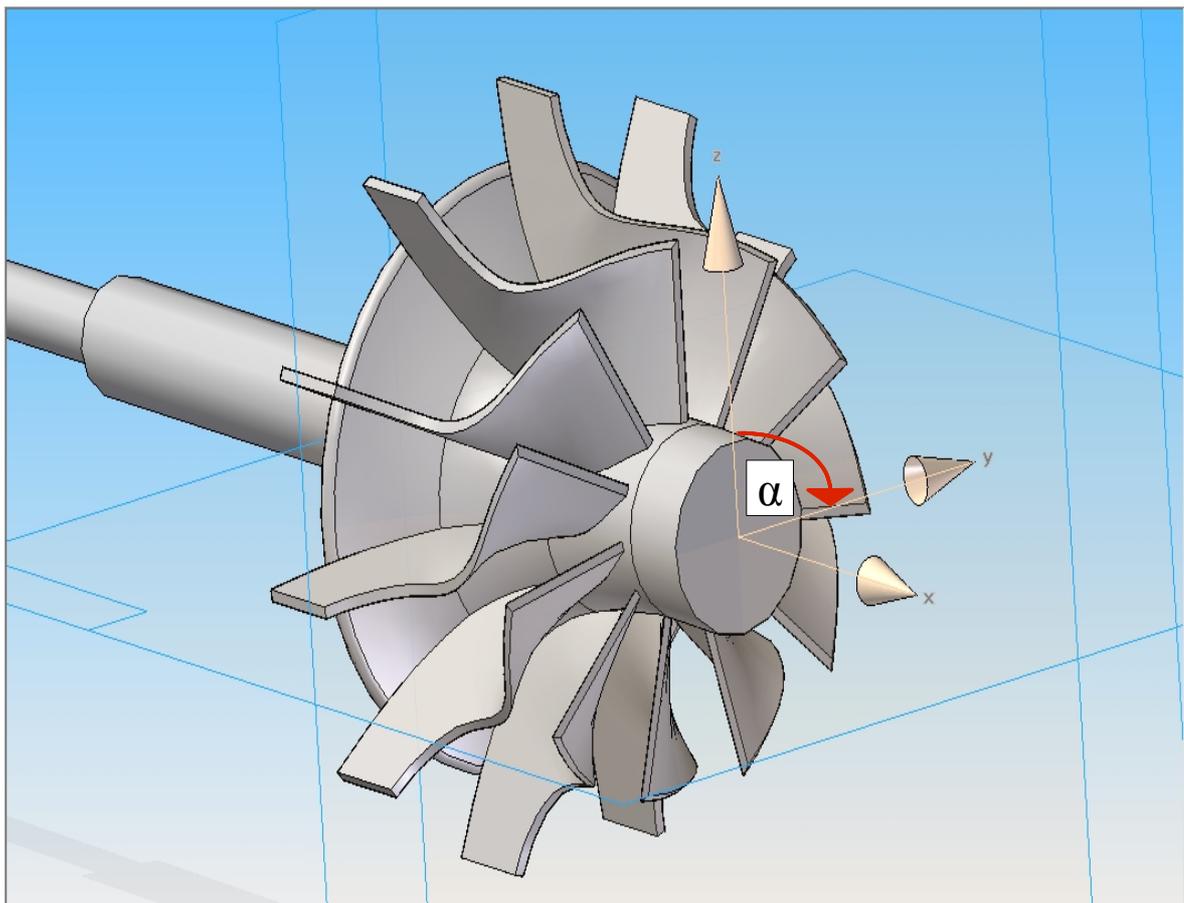


Figura 2.1.1: Disegno in scala 1:1 della girante e sistema di riferimento solidale con l'albero

Le coordinate dei punti sono state individuate utilizzando un calibro: le tabelle 2.1.1 e 2.1.2 mostrano il file Excel nel quale sono stati trascritti i punti che descrivono il canale meridiano rappresentato in figura 2.1.2 (le misure sono tutte in millimetri).

Hub	X	Y	Z
	-37	0	33
	-37	0	32
	-36,4	0	28,5
	-35,7	0	25,1
	-35,3	0	23,8
	-33,9	0	19,8
	-32,7	0	17,5
	-31	0	15
	-29,7	0	13,8
	-28,1	0	12,6
	-26,5	0	11,6
	-24	0	10,5
	-21,5	0	9,7
	-17	0	8,9
	-14	0	8,5
	-11,5	0	8,3
	-9	0	8,1
	-8	0	8
	-7	0	8
	-6	0	8
	-5	0	8
	-4	0	8
	-3	0	8
	0	0	8

Tabella 2.1.1

Shroud	X	Y	Z
	-28	0	33
	-28	0	32
	-27,5	0	30
	-26,5	0	28
	-25,5	0	26,5
	-24	0	25
	-22,8	0	24,2
	-21,5	0	23,7
	-17	0	23,1
	-14	0	23
	-11,5	0	23
	-9	0	23
	-7	0	23
	-6	0	23
	-5	0	23
	-4	0	23
	-3	0	23
	0	0	23

Tabella 2.1.2

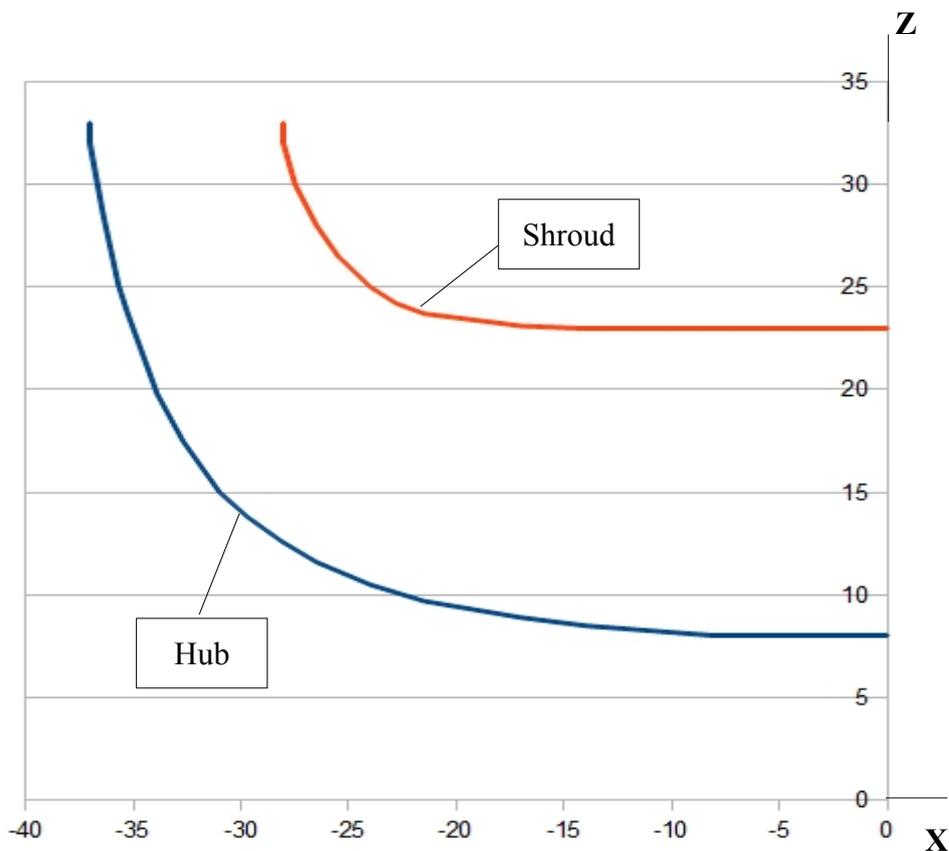


Figura 2.1.2: Canale meridiano della girante

Per descrivere il profilo della pala, è stato ricavato l'andamento dell'angolo di svergolatura  $\alpha$  della pala stessa (Tabella 2.1.3, Figura 2.1.3 e Figura 2.1.4)

X	$\alpha$ [deg]
-37	0
-34	0
-31	0
-28	0
-26,5	0
-24	0
-21,5	0
-17	3
-14	9
-11,5	20
-9	33

Tabella 2.1.3: Angolo di svergolatura  $\alpha$  in funzione della coordinata X

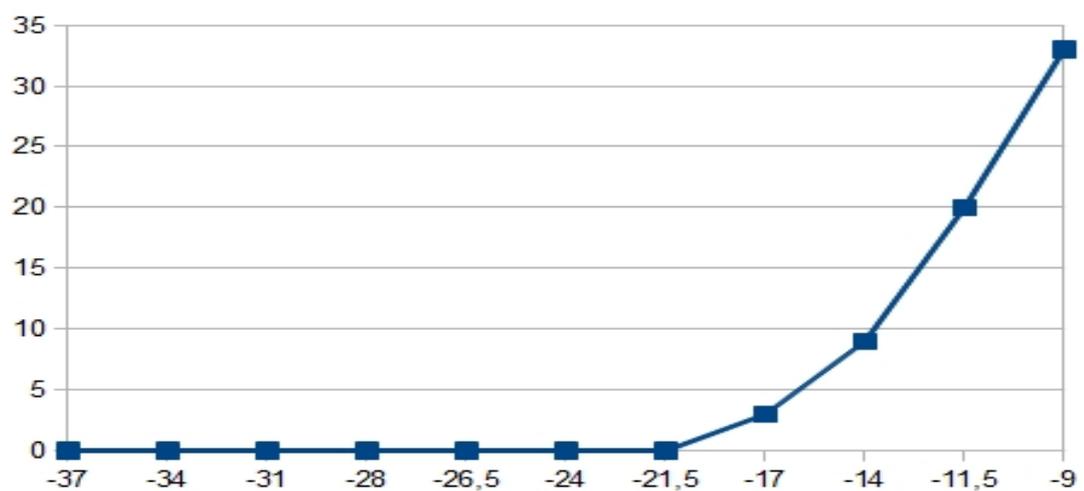


Figura 2.1.3: Andamento dell'angolo di svergolatura  $\alpha$  in funzione della coordinata X

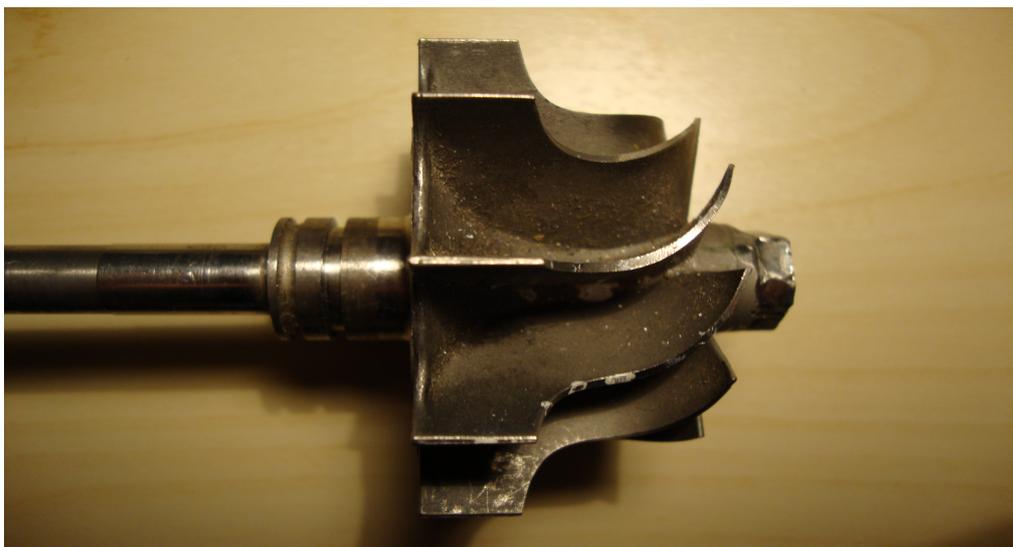
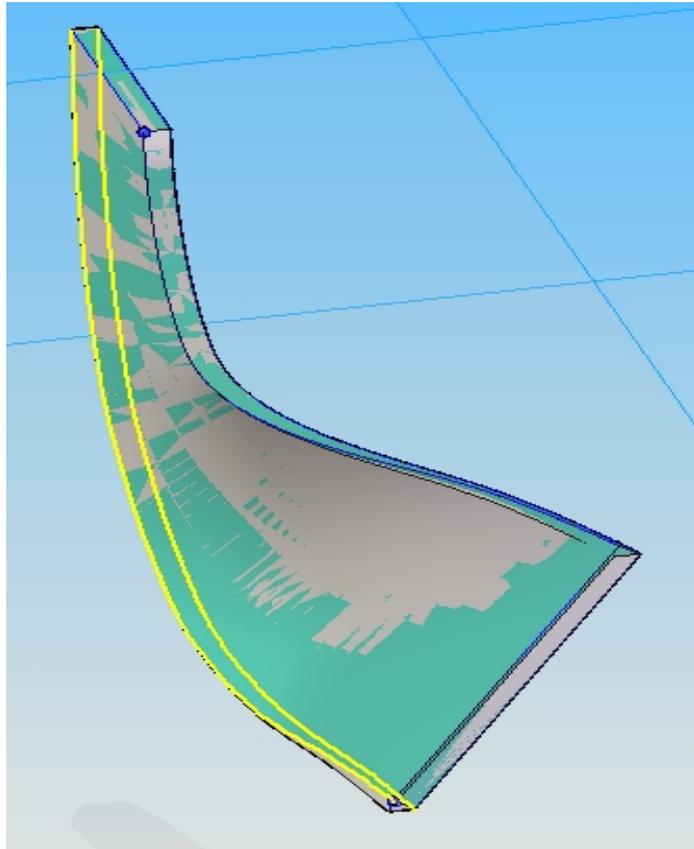
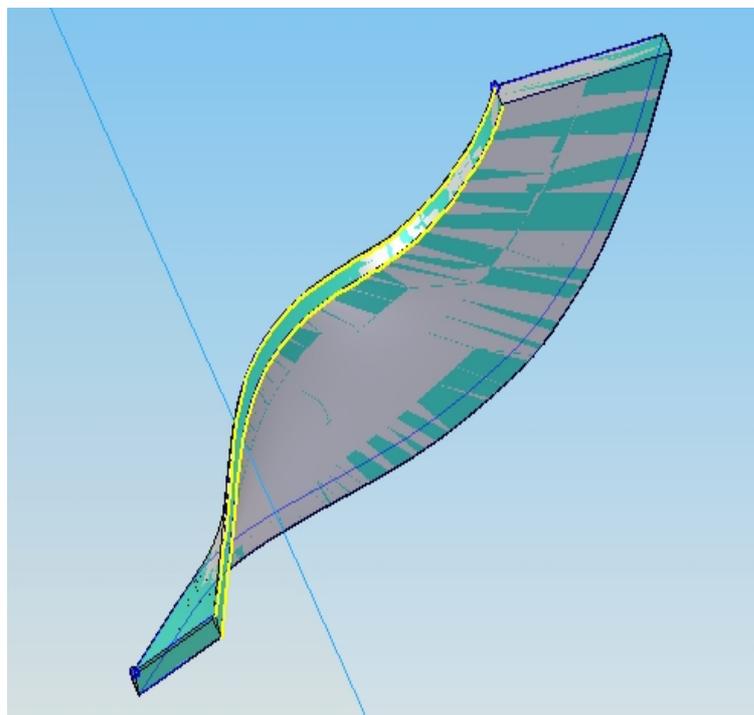


Figura 2.1.4

Successivamente sono stati ricavati i punti che descrivono il profilo della pala, cioè i punti che individuano lo spessore, sia per “hub”, sia per “shroud” : tali punti costituiscono le linee gialle evidenziate nelle figure seguenti (Figura 2.1.5 e Figura 2.1.6)



*Figura 2.1.5*



*Figura 2.1.6*

Le tabelle 2.1.4 e 2.1.5 mostrano le coordinate dei punti trascritte (rispettivamente per “hub” e “shroud”) su un file Excel

	<b>x</b>	<b><u>α[deg]</u></b>	<b>r</b>	<b>Y</b>	<b>Z</b>
Linea 1	-9	33	8,1	5,21	6,2
	-11,5	20	8,3	3,75	7,4
	-14	9	8,5	2,31	8,18
	-17	3	8,9	1,46	8,78
	-21,5	0	9,7	1	9,65
	-24	0	10,5	1	10,45
	-26,5	0	11,6	1	11,56
	-28,1	0	12,6	1	12,56
	-29,7	0	13,8	1	13,76
	-31	0	15	1	14,97
	-32,7	0	17,5	1	17,47
	-33,9	0	19,8	1	19,77
	-35,3	0	23,8	1	23,78
	-35,7	0	25,1	1	25,08
Linea 2	-36,4	0	28,5	1	28,48
	-37	0	32	1	31,98
	-37	0	32	0	32
	-36,4	0	28,5	0	28,5
	-35,7	0	25,1	0	25,1
	-35,3	0	23,8	0	23,8
	-33,9	0	19,8	0	19,8
	-32,7	0	17,5	0	17,5
	-31	0	15	0	15
	-29,7	0	13,8	0	13,8
	-28,1	0	12,6	0	12,6
	-26,5	0	11,6	0	11,6
	-24	0	10,5	0	10,5
	-21,5	0	9,7	0	9,7
-17	3	8,9	0,47	8,89	
-14	9	8,5	1,33	8,4	
-11,5	20	8,3	2,85	7,8	
-9	33	8,1	4,41	6,79	

Tabella 2.1.4: Punti che individuano la curva 'Hub'

	<b>x</b>	<b><u>α[deg]</u></b>	<b>r</b>	<b>Y</b>	<b>Z</b>	
Linea3	-9	33	23	13,35	18,73	
	-11,5	20	23	8,79	21,25	
	-14	9	23	4,58	22,54	
	-17	3	23,1	2,21	22,99	
	-21,5	0	23,7	1	23,68	
	-22,8	0	24,2	1	24,18	
	-24	0	25	1	24,98	
	-25,5	0	26,5	1	26,48	
	-26,5	0	28	1	27,98	
	-27,5	0	30	1	29,98	
	-28	0	32	1	31,98	
	Linea 4	-28	0	32	0	32
		-27,5	0	30	0	30
		-26,5	0	28	0	28
-25,5		0	26,5	0	26,5	
-24		0	25	0	25	
-22,8		0	24,2	0	24,2	
-21,5		0	23,7	0	23,7	
-17		3	23,1	1,21	23,07	
-14		9	23	3,6	22,72	
-11,5		20	23	7,86	21,61	
-9		33	23	12,52	19,29	

Tabella 2.1.5: Punti che individuano la curva 'Shroud'

I valori della coordinata radiale  $r$  corrispondono ai valori di  $z$  della tabella 2.1.1;  
 Per le linee 2 e 4,  $Y$  e  $Z$  valgono:

$$Y = r * \sin \alpha$$

$$Z = r * \cos \alpha$$

Per le linee 1 e 3  $Y$  e  $Z$  valgono:

$$Y = r * \sin \beta$$

$$Z = r * \cos \beta$$

essendo  $\beta = 180/(\pi*r) + \alpha$  (in modo da dare alla pala lo spessore reale di 1 mm). Infine sono stati creati tre files di testo, cioè 'TR\_Hub.txt', 'TR\_Shroud.txt', 'TR\_Profile.txt': nel primo ci sono i valori della tabella 2.1.1; nel secondo i valori della tabella 2.1.2; nel terzo i valori delle tabelle 2.1.3 e 2.1.4. Quindi i tre files sono stati convertiti nel formato di tipo CURVE (con estensione .curve) per renderli leggibili in ambiente Turbogrid (Figura 2.1.7).

File	Modifica	Formato	Visualizza ?
-37.0	0.0	33.0	
-37.0	0.0	32.0	
-36.4	0.0	28.5	
-35.7	0.0	25.1	
-35.3	0.0	23.8	
-33.9	0.0	19.8	
-32.7	0.0	17.5	
-31.0	0.0	15.0	
-29.7	0.0	13.8	
-28.1	0.0	12.6	
-26.5	0.0	11.6	
-24.0	0.0	10.5	
-21.5	0.0	9.7	
-17.0	0.0	8.9	
-14.0	0.0	8.5	
-11.5	0.0	8.3	
-9.0	0.0	8.1	
-8.0	0.0	8.0	
-7.0	0.0	8.0	
-6.0	0.0	8.0	
-5.0	0.0	8.0	
-4.0	0.0	8.0	
-3.0	0.0	8.0	
0.0	0.0	8.0	

File	Modifica	Formato	Visualizza
#profile 1			
-9.000	5.210	6.200	
-11.500	3.750	7.400	
-14.000	2.310	8.180	
-17.000	1.460	8.780	
-21.500	1.000	9.650	
-24.000	1.000	10.450	
-26.500	1.000	11.560	
-28.100	1.000	12.560	
-29.700	1.000	13.760	
-31.000	1.000	14.970	
-32.700	1.000	17.470	
-33.900	1.000	19.770	
-35.300	1.000	23.780	
-35.700	1.000	25.080	
-36.400	1.000	28.480	
-37.000	1.000	31.980	
-37.000	0.000	32.000	
-36.400	0.000	28.500	
-35.700	0.000	25.100	
-35.300	0.000	23.800	
-33.900	0.000	19.800	
-32.700	0.000	17.500	
-31.000	0.000	15.000	
-29.700	0.000	13.800	
-28.100	0.000	12.600	
-26.500	0.000	11.600	
-24.000	0.000	10.500	
-21.500	0.000	9.700	
-17.000	0.470	8.890	
-14.000	1.330	8.400	
-11.500	2.850	7.800	
-9.000	4.410	6.790	
#profile 2			
-9.000	13.350	18.730	
-11.500	8.790	21.250	
-14.000	4.580	22.540	
-17.000	2.210	22.990	
-21.500	1.000	23.680	

File	Modifica	Formato	Visualizza ?
-28.0	0.0	33.0	
-28.0	0.0	32.0	
-27.5	0.0	30.0	
-26.5	0.0	28.0	
-25.5	0.0	26.5	
-24.0	0.0	25.0	
-22.8	0.0	24.2	
-21.5	0.0	23.7	
-17.0	0.0	23.1	
-14.0	0.0	23.0	
-11.5	0.0	23.0	
-9.0	0.0	23.0	
-7.0	0.0	23.0	
-6.0	0.0	23.0	
-5.0	0.0	23.0	
-4.0	0.0	23.0	
-3.0	0.0	23.0	
0.0	0.0	23.0	

Figura 2.1.7: I punti trascritti in file Curve

## 2.2 Caricamento delle coordinate dei punti in ambiente Turbogrid

Per caricare le coordinate dei punti in ambiente Turbogrid è necessario lanciare il software Ansys attraverso l'icona Workbench: in questo modo si apre l'interfaccia di Ansys (Figura 2.2.1)

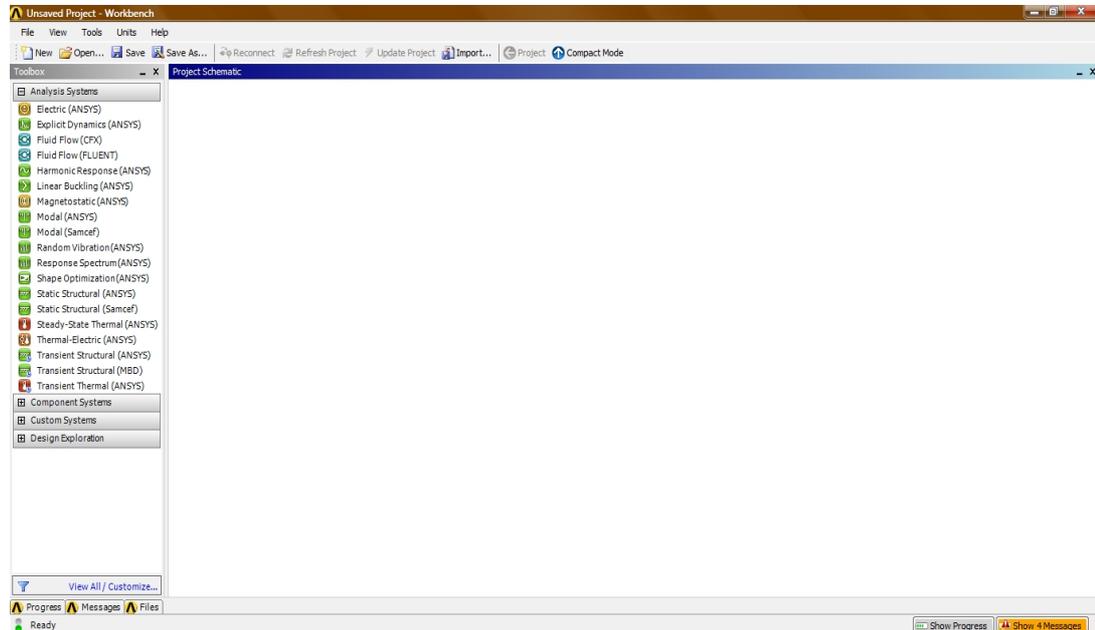


Figura 2.2.1: L'interfaccia di Ansys

Nel menu a tendina Toolbox, contenuto nella parte sinistra del Workbench, si clicca due volte sull'applicazione Turbogrid contenuta nel sottomenu Component System (Figura 2.2.2)

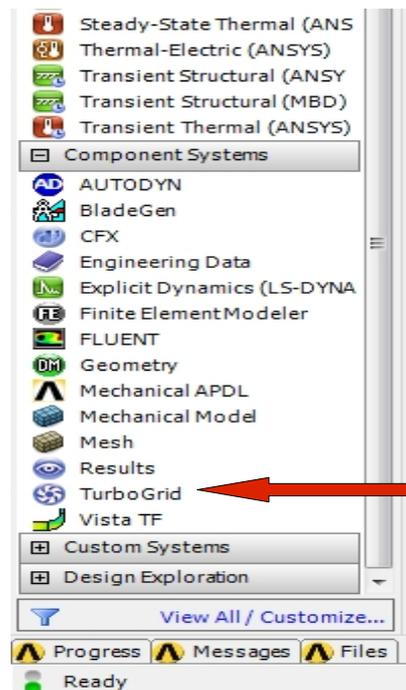


Figura 2.2.2

Compare il blocco Tutbogrid nella finestra Project Schematic. (Figura 2.2.3)

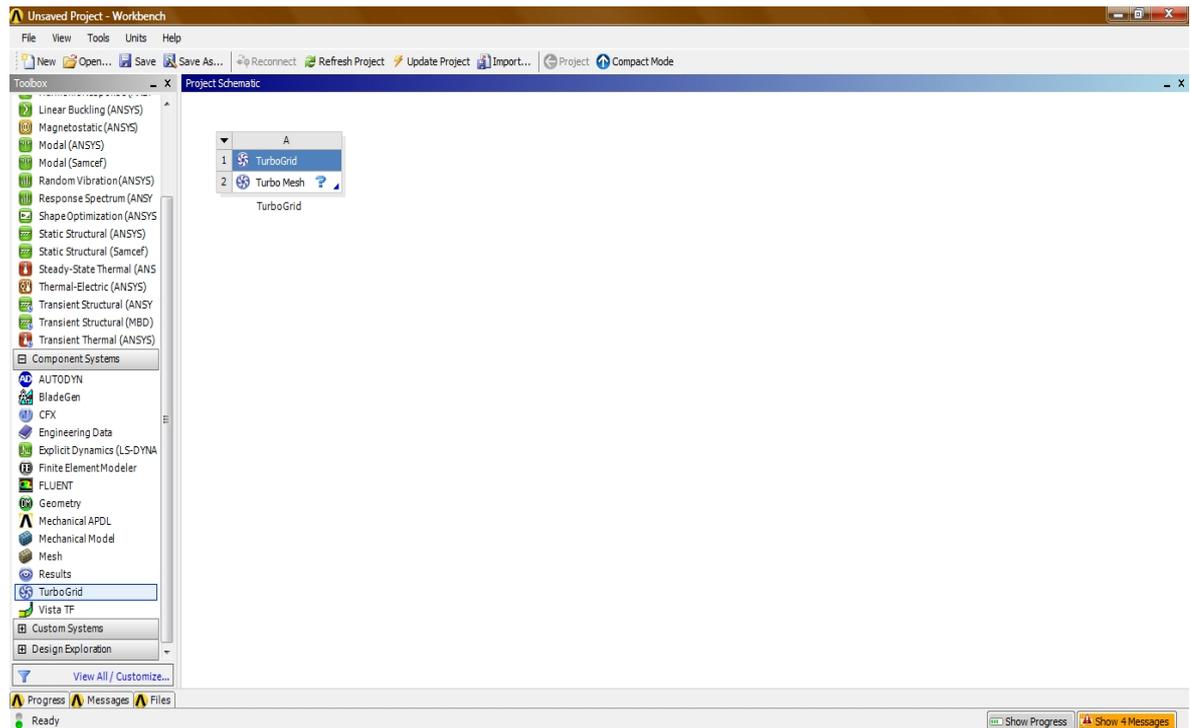


Figura 2.2.3

Cliccando due volte sulla seconda riga di tale blocco si apre l'interfaccia di TurboGrid (Figura 2.2.4)

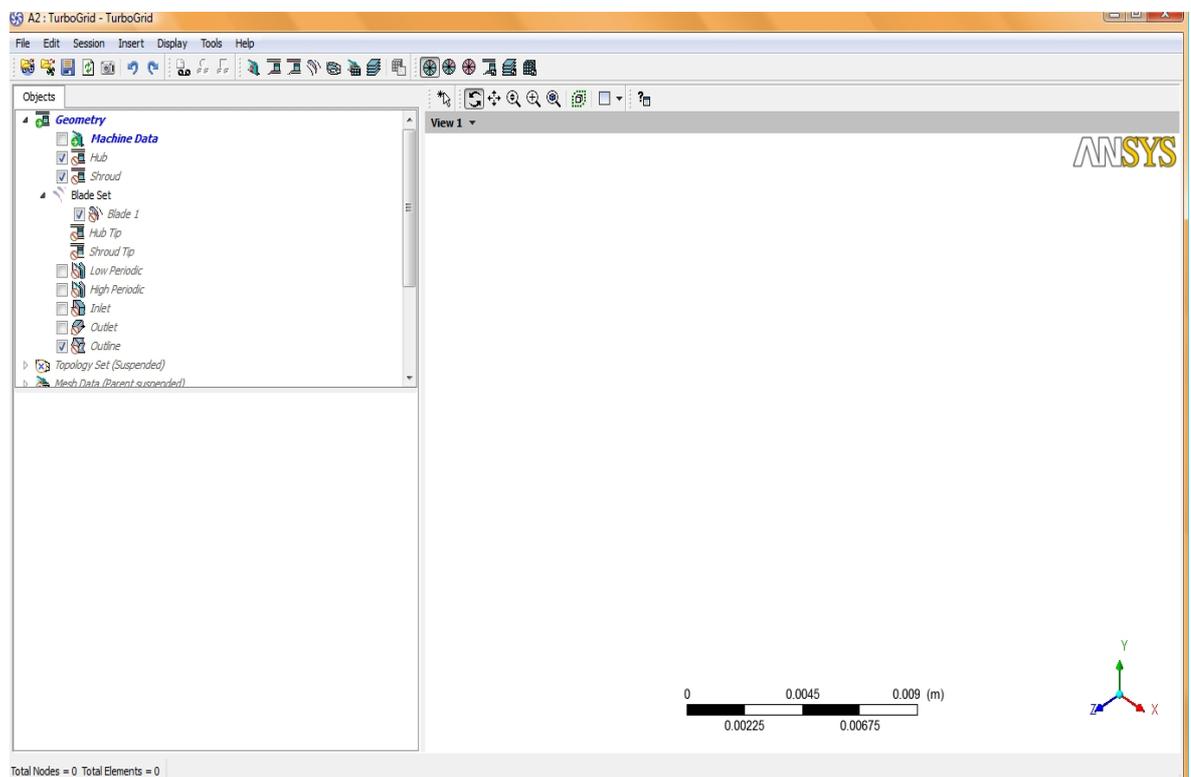


Figura 2.2.4: L'interfaccia di TurboGrid

Si caricano le coordinate dei punti cliccando sull'icona 'load curves' in alto a sinistra(Figura 2.2.5).

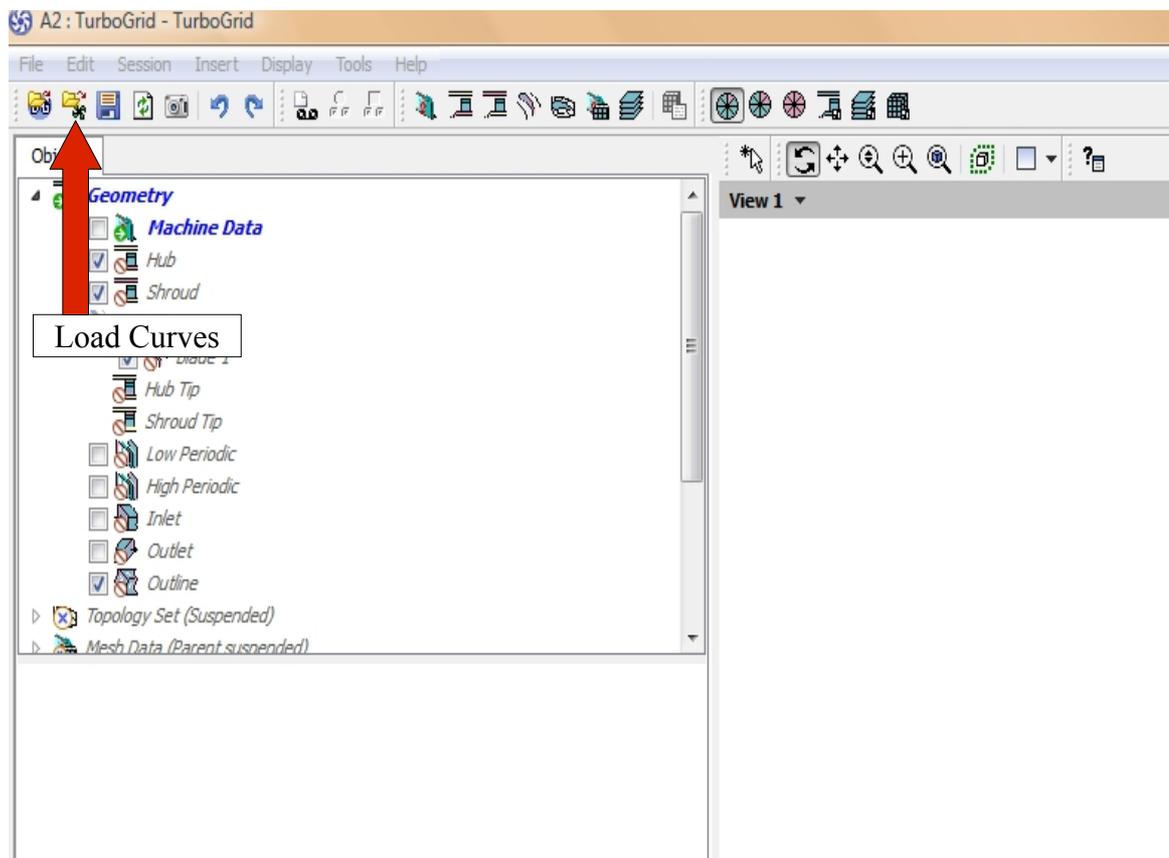


Figura 2.2.5

Appare la finestra Load Turbogrid Curves. E' necessario inserire (Figura 2.2.6) :

- il numero delle pale (# of bladesets): 11 in questo caso;
- l'asse di rotazione della macchina (rotation): x in base al sistema di riferimento scelto
- il sistema di coordinate (cartesiane) e le unità di misura (millimetri)
- i files 'TR\_Hub.curve', 'TR\_Shroud.curve', 'TR\_Profile.curve'
- cliccare il tasto 'Apply'

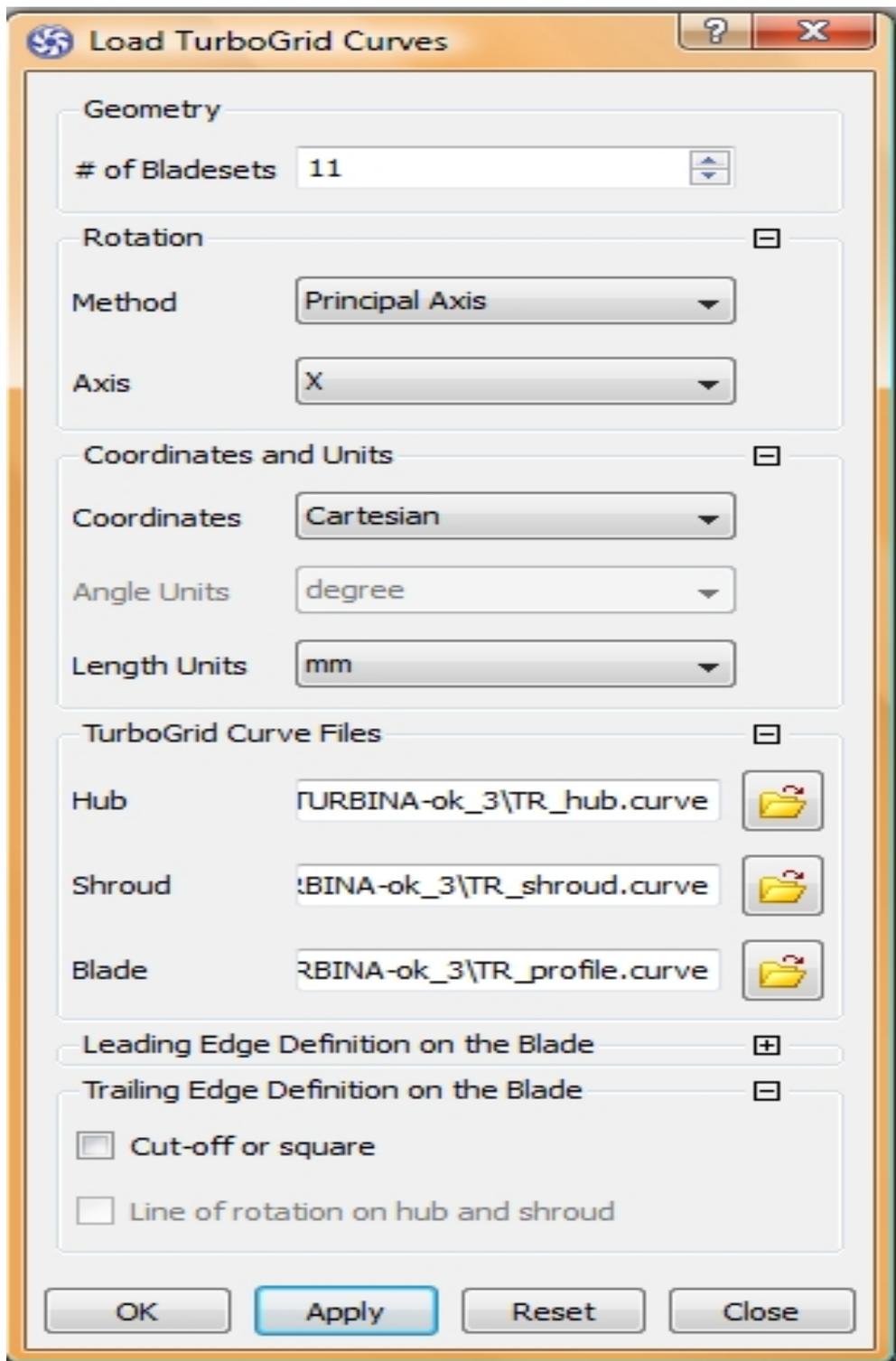


Figura 2.2.6: Caricamento dei punti in Turbogrid

Viene così visualizzata la singola pala in un canale palare della girante (Figura 2.2.7).

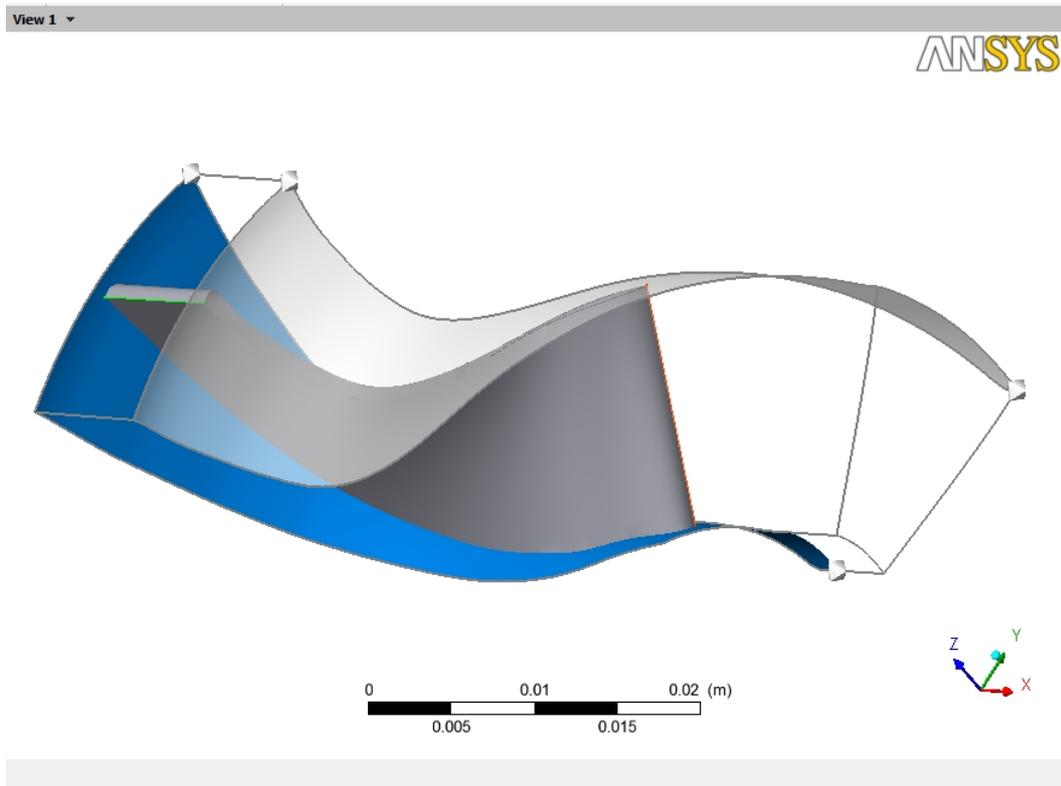


Figura 2.2.7: Canale palare visualizzato in Turbogrid

Cliccando sul tasto all instances  è possibile visualizzare l'intera girante (Figura 2.2.8).

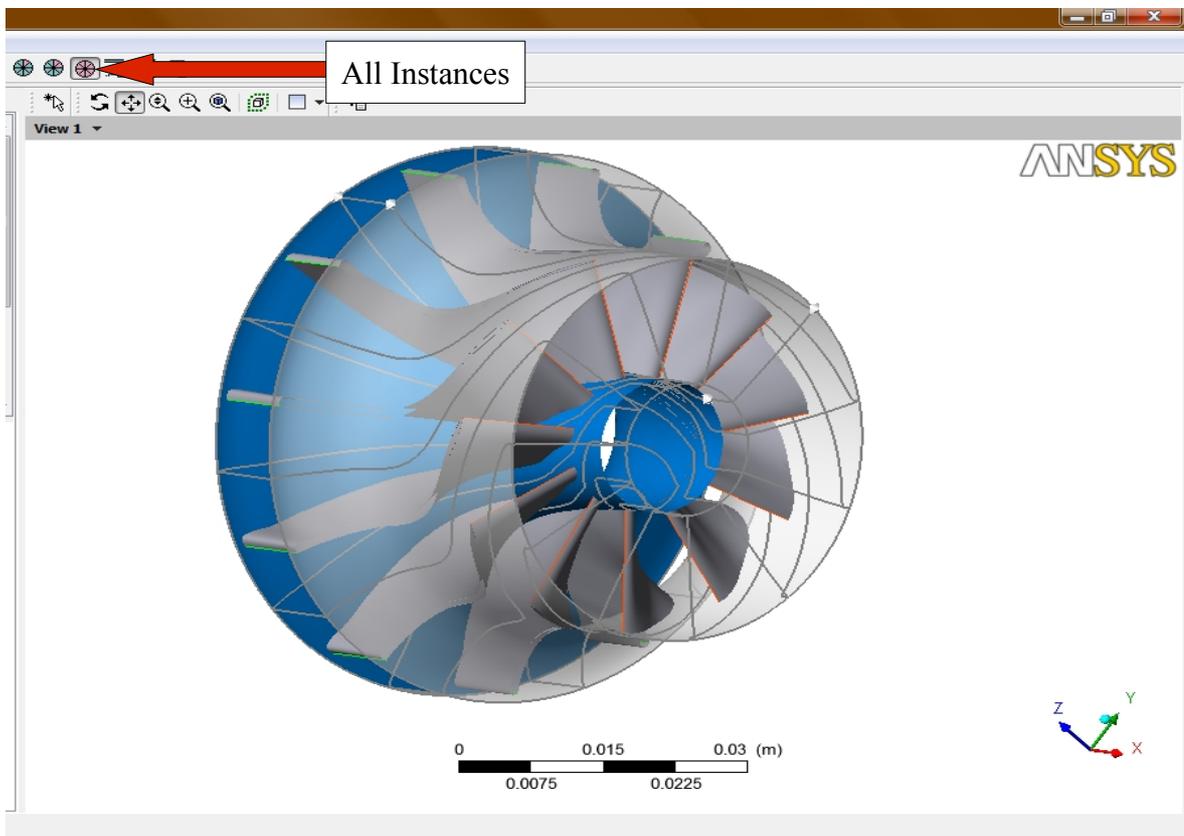


Figura 2.2.8: Girante visualizzata in Turbogrid

Per ottenere una vista del canale meridiano (Figura 2.2.9) bisogna:

1. cliccare con il tasto destro in un'area vuota della finestra viewer
2. selezionare dal menu a tendina *Trasformazione* > **Meridional (A-R)**

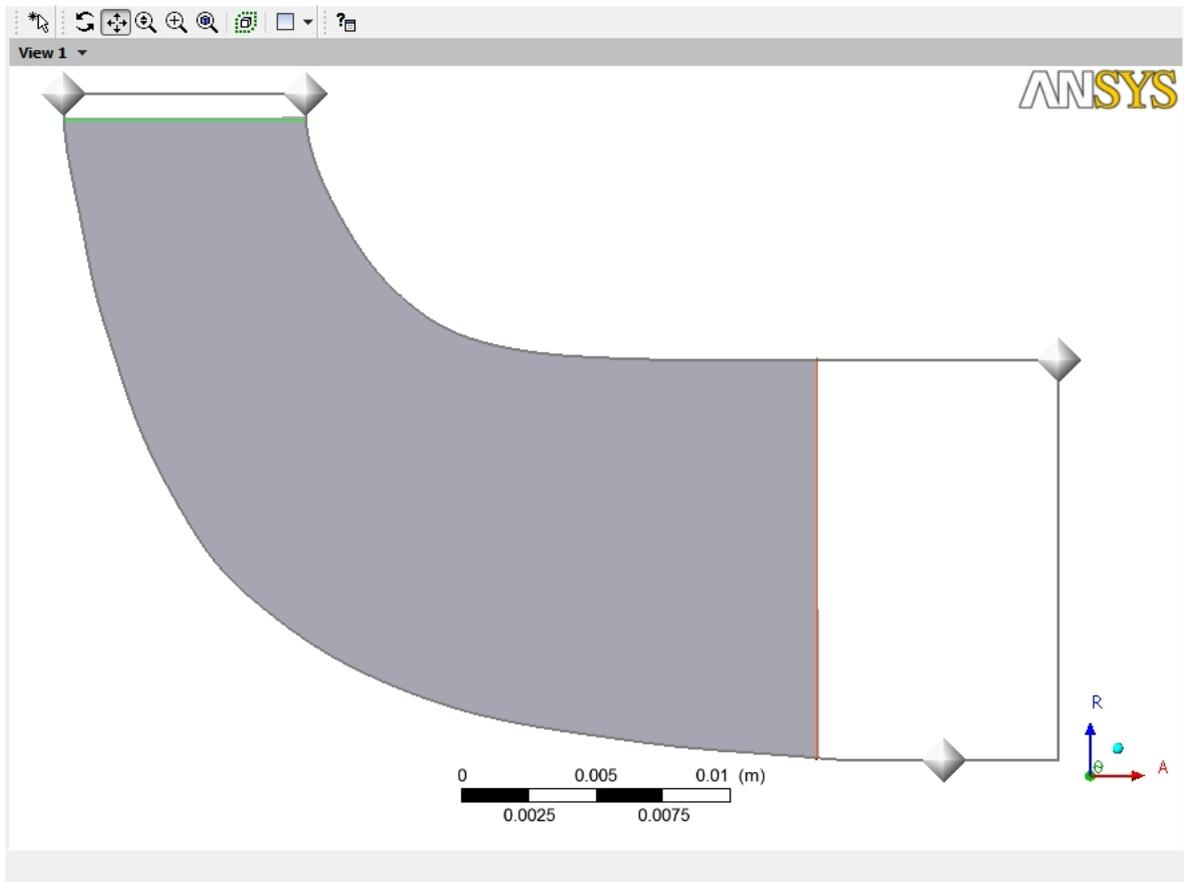


Figura 2.2.9: Canale meridiano con pala

Per creare una suddivisione in elementi finiti (mesh) con alto grado di infittimento (che determina una maggiore precisione di calcolo), è necessario (Figura 2.2.10):

1. Cliccare col tasto destro su *geometry* > **machine data** e quindi su **edit** in **command editor**
2. Cambiare *Turbo transform background mesh size for topology* **da 2000 a 80000**
3. Cliccare su **process** per applicare i cambiamenti e poi su **close**.

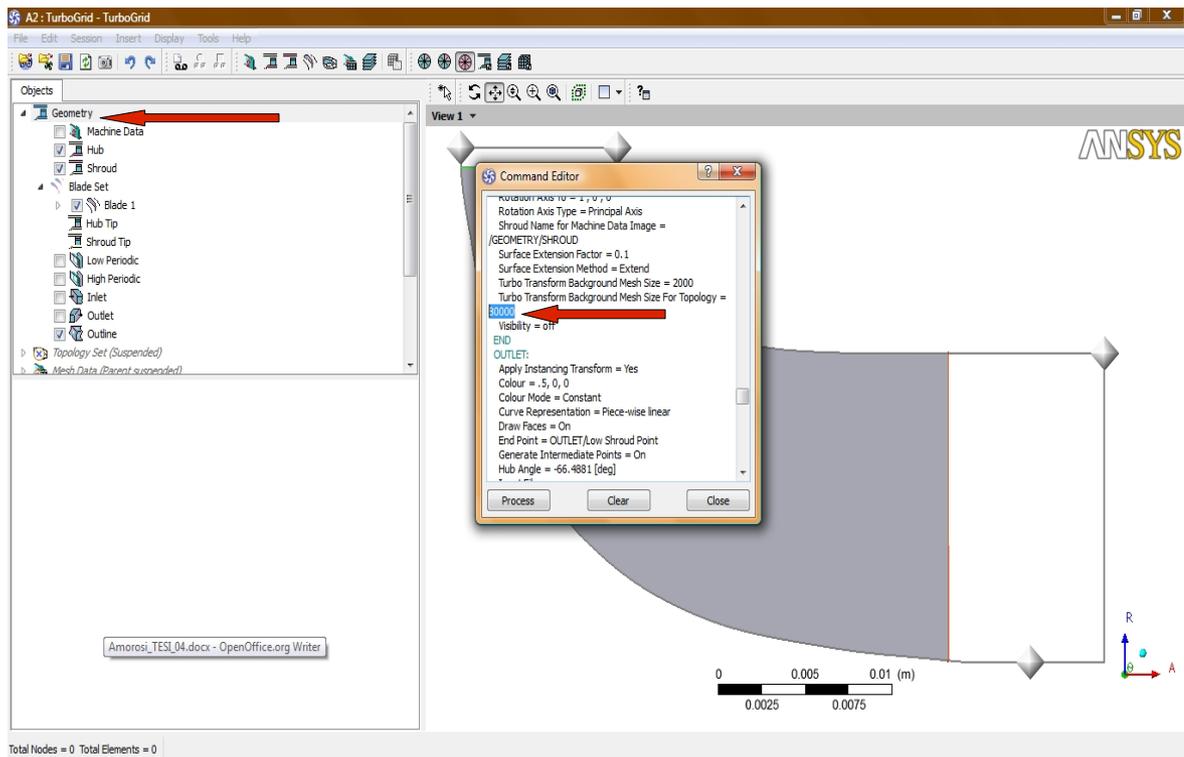


Figura 2.2.10

Osservando il canale meridiano (Figura 2.2.9) si nota che i punti bianchi (hub e shroud points) che definiscono la curva dell'outlet non sono posizionati alla stessa distanza dalla pala.

In particolare, il punto posizionato sull'hub curve è molto più vicino alla pala rispetto agli altri punti dell'outlet. E' necessario aggiungere degli altri punti ed equidistanziarli dalla pala: il motivo di questa operazione sarà chiarito in seguito, quando bisognerà migliorare la qualità della mesh. Il procedimento è il seguente (Figure 2.2.11 e 2.2.12):

1. Cliccare due volte sull'icona **outlet**
2. Selezionare nella tabella **list of points** *Low Hub points* (corrisponde al punto da spostare)
3. Impostare **method** in *set R* e **location** a 0.008 (per riportare il punto alla quota corretta)
4. Cliccare **Apply**
5. Cliccare sul tasto **New**
6. Cliccare due volte sull'icona **inlet**
7. Cliccare sul tasto **New**
8. Cliccare **Apply**

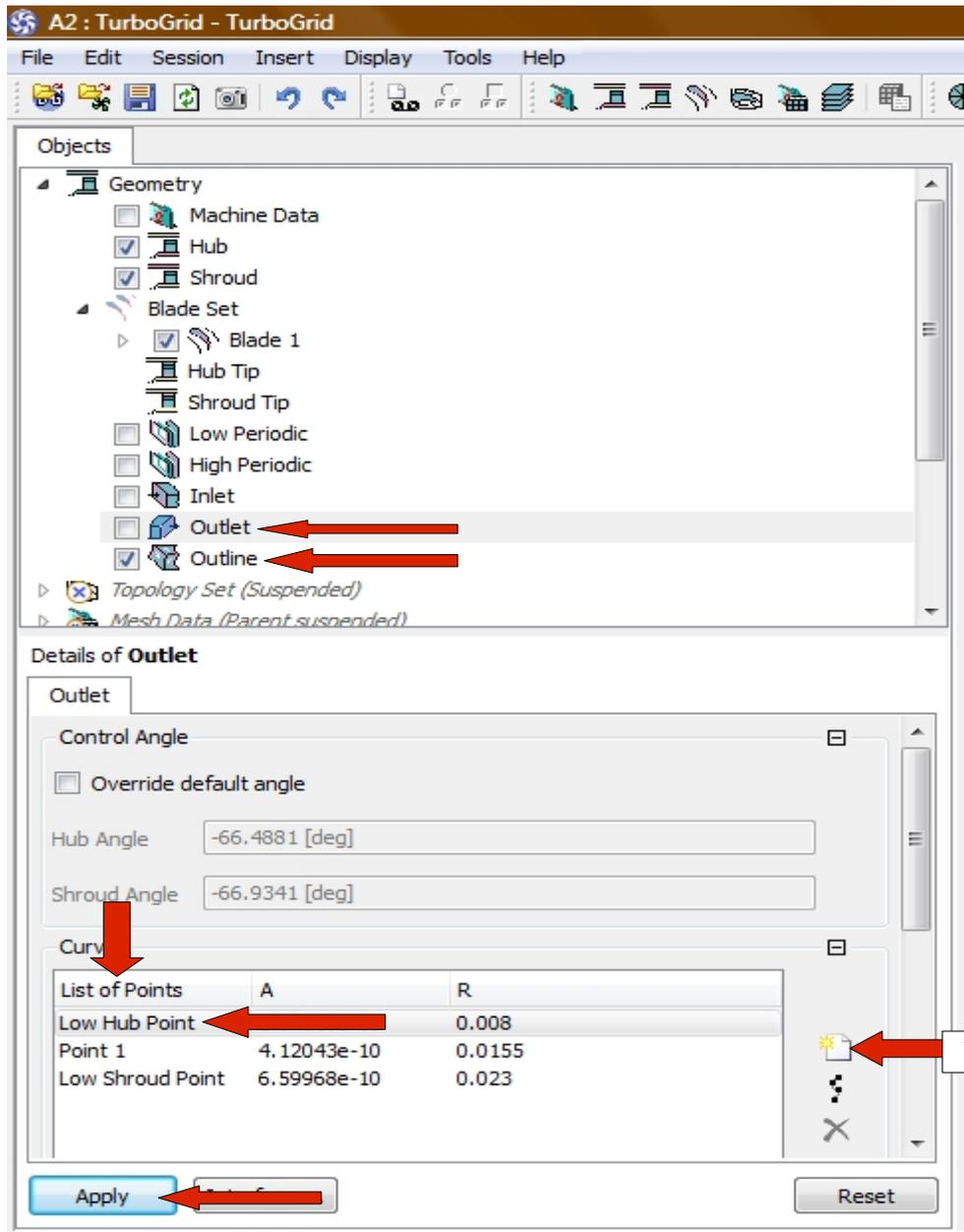


Figura 2.2.11

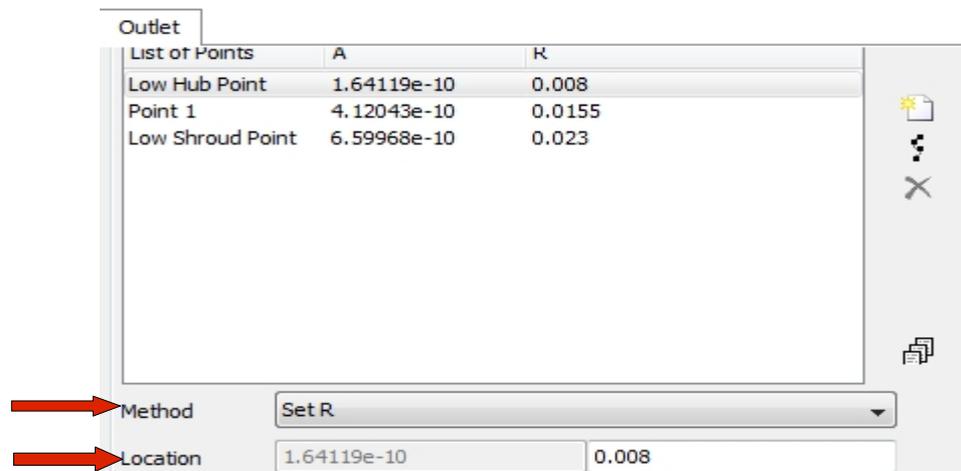


Figura 2.2.12

In questo modo i punti preesistenti e quelli aggiunti saranno equidistanti dalla pala, sia nella sezione di ingresso, sia nella sezione di uscita (Figura 2.2.13)



Figura 2.2.13

### 2.3 Preparazione e creazione della Mesh

Per permettere al calcolatore di eseguire la simulazione fluidodinamica, è necessario suddividere in elementi finiti (mesh) la geometria della girante che è stata creata e modificata per mezzo delle operazioni descritte nel paragrafo precedente.

Per la fase di “meshatura”, la prima operazione da compiere è la definizione della topologia della mesh, cioè la suddivisione della geometria creata in un reticolo di elementi finiti che siano coerenti tra loro, ovvero tali da creare la continuità geometrica e di calcolo fondamentale per una corretta simulazione. Gli elementi finiti ad esempio non devono sovrapporsi, devono avere maggiore densità in quelle zone critiche come spigoli, raccordi o variazioni della curvatura per le quali una suddivisione grossolana comporterebbe errori di calcolo o criticità computazionali tali da compromettere la simulazione, causandone in alcuni casi perfino l'interruzione. Definita la topologia generale della girante, si opera successivamente per migliorare ulteriormente la qualità della mesh.

## Definizione della topologia

Le operazioni da eseguire sono le seguenti (Figura 2.3.1):

1. Cliccare col tasto destro in una zona vuota del *viewer* e selezionare *Trasformation > cartesian (x-y-z)*
2. Cliccare due volte sull'icona **Topology Set**
3. Impostare *Topology definition > method* come **H/J/C/L-grid**
4. Assicurarsi che sia selezionato **Include O-Grid**
5. Impostare *include O-Grid > width factor* pari a 0.40
6. Impostare *one to one interface ranges > periodic* come **between blades & upstream**
7. Lasciare *Periodicity > projection* impostato come **float on surface**
8. Cliccare **Apply**

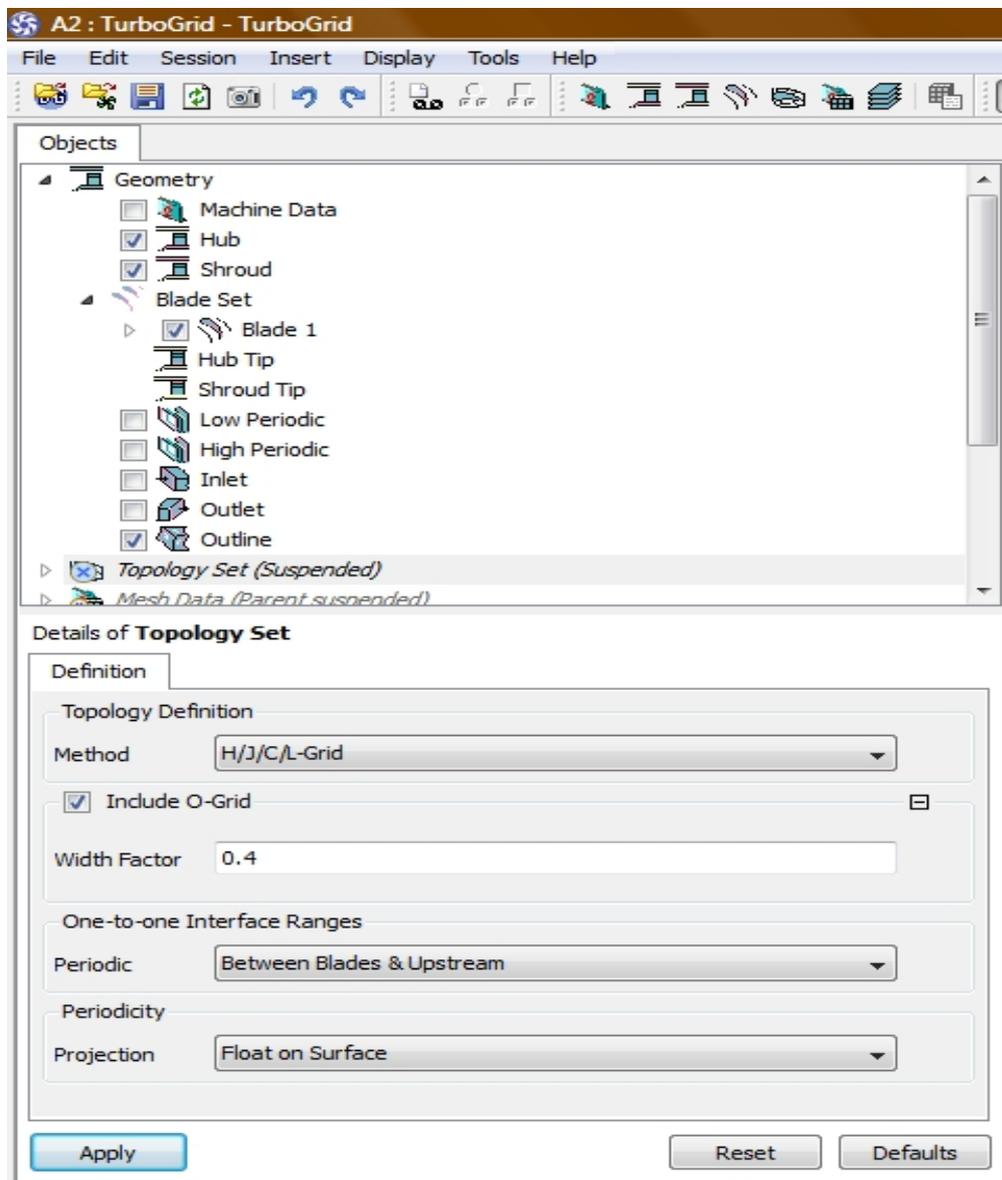


Figura 2.3.1: Impostazione della topologia

Quindi, cliccando col tasto destro sull'icona **Topology set** e deselezionando **Suspend objects updates** (Figura 2.3.2), appare nel *viewer* la topologia della mesh (Figura 2.3.3).

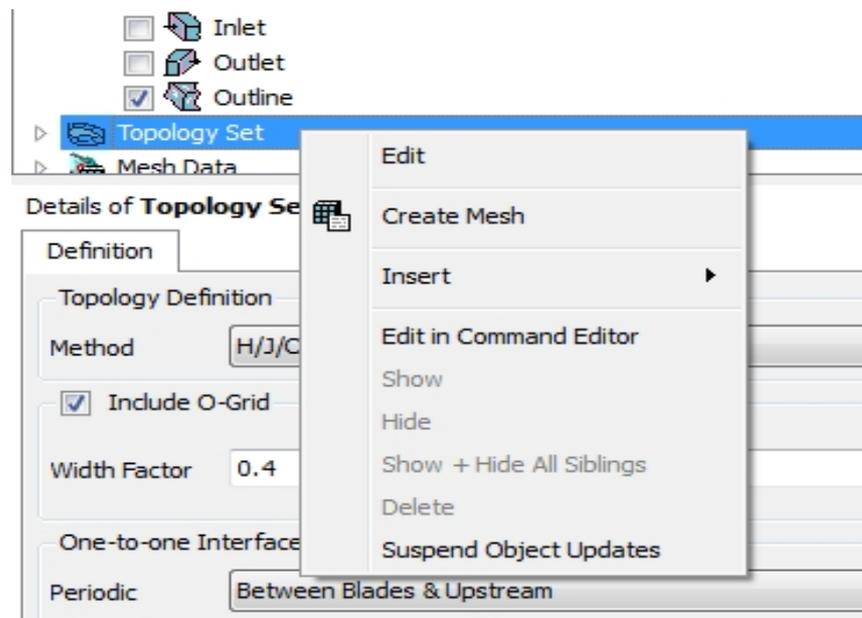


Figura 2.3.2

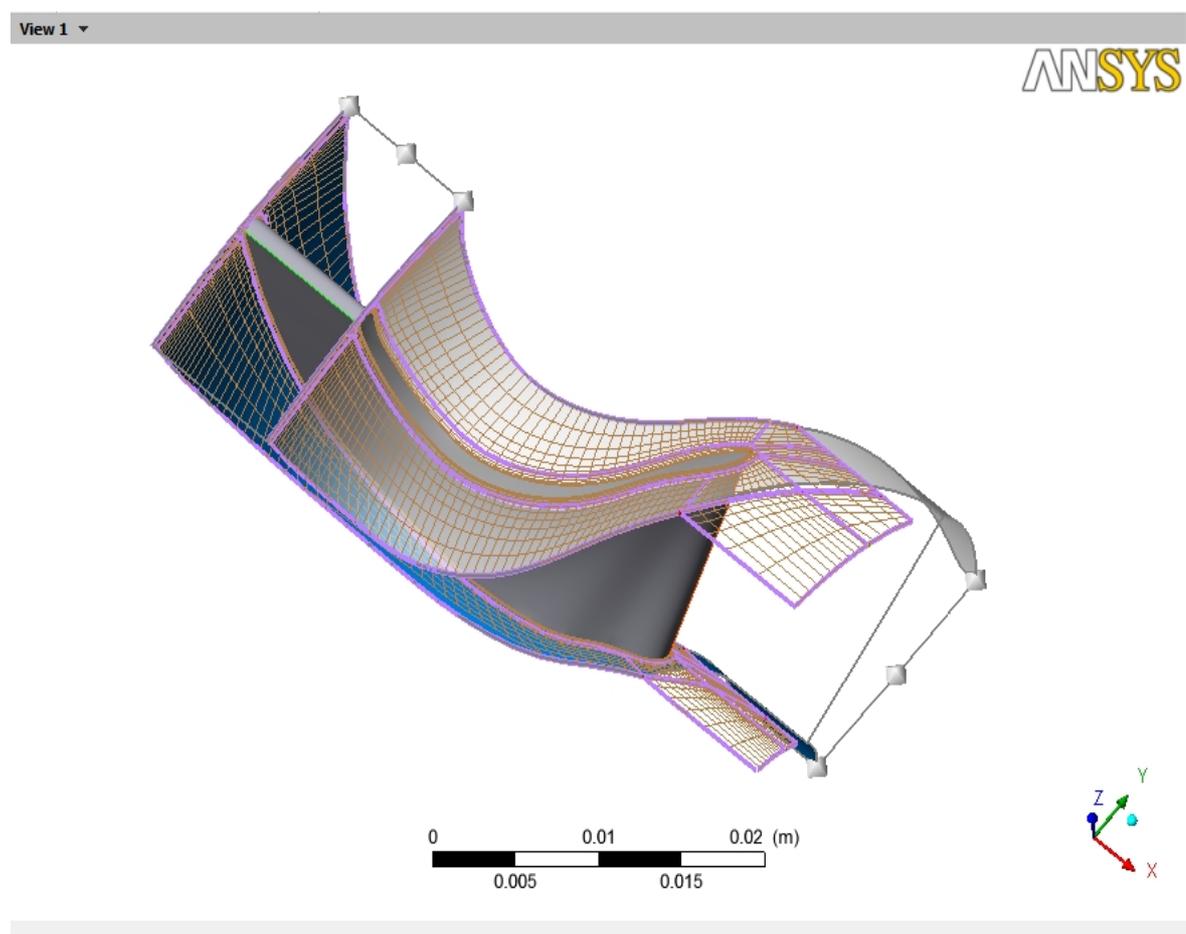


Figura 2.2.3: Topologia della mesh

Infine bisogna cliccare sul tasto **Freeze** che compare in basso a sinistra accanto al tasto **Apply** per salvare le operazioni realizzate (Figura 2.3.4)

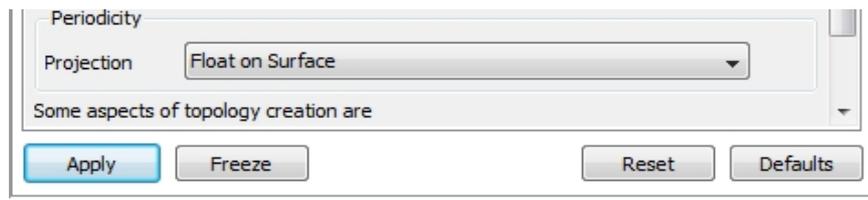


Figura 2.3.4

### Miglioramento della Mesh

Osservando le icone **Layers**, **Hub**, **Shroud** (Figura 2.3.5), si può notare che sono colorate di rosso e che è evidenziata la presenza di un errore: ciò indica che ci sono delle zone critiche all'interno della mesh e che quindi bisogna migliorare localmente la qualità della mesh stessa.



Figura 2.3.5: Visualizzazione dell'errore per le zone 'Hub' e 'Shroud'

Bisogna intervenire sia nella zona hub, sia nella zona shroud e operare come segue (Figura 2.3.6)(sono descritte solo le operazioni nella zona hub, poiché quelle nella zona shroud sono formalmente identiche):

1. Cliccare sul tasto destro su un'area vuota del *viewer* e poi selezionare *transformation* > **blade-to-blade (theta-M')**
2. Cliccare sull'icona **hide all geometry objects**
3. Deselezionare l'icona **shroud**

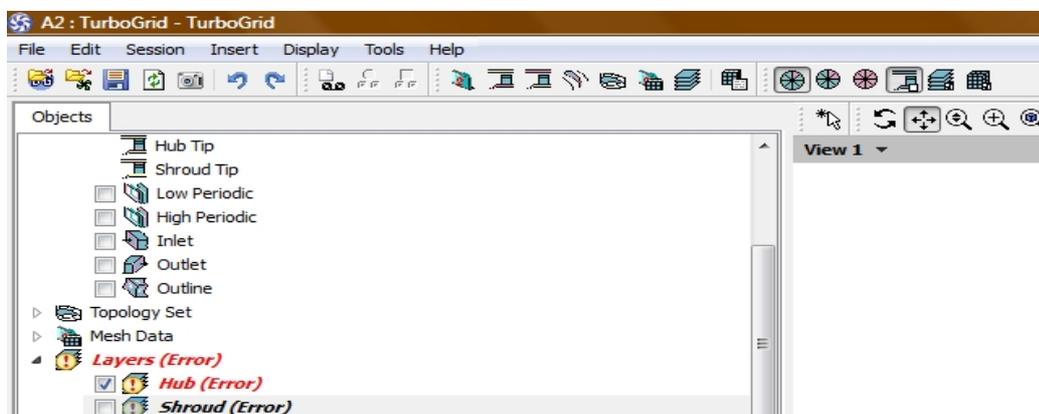


Figura 2.3.6

Nel *viewer* appare soltanto la zona hub (Figura 2.3.7).

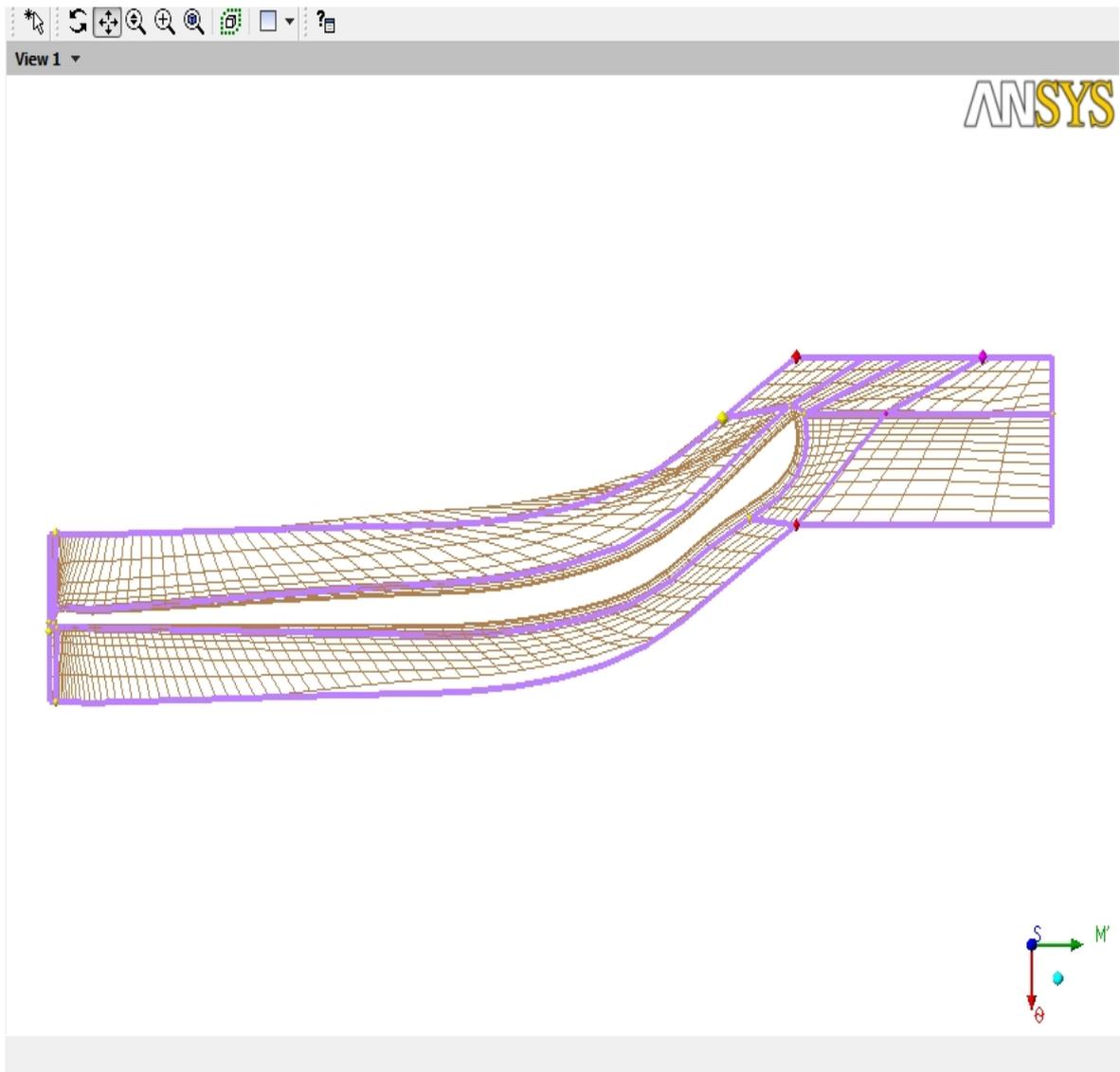


Figura 2.3.7: Zona 'Hub'

Per evidenziare le aree dei problemi della mesh:

1. Cliccare due volte sull'icona **hub**
2. Cliccare due volte sull'icona **minimum face angle**
3. Cliccare due volte sull'icona **maximum face angle**
4. Cliccare due volte sull'icona **maximum aspect ratio**

Le aree critiche della mesh vengono colorate in rosso e viene indicata anche una percentuale d'errore che indica di quanto andrebbe migliorata la qualità della mesh (Figura 2.3.8).

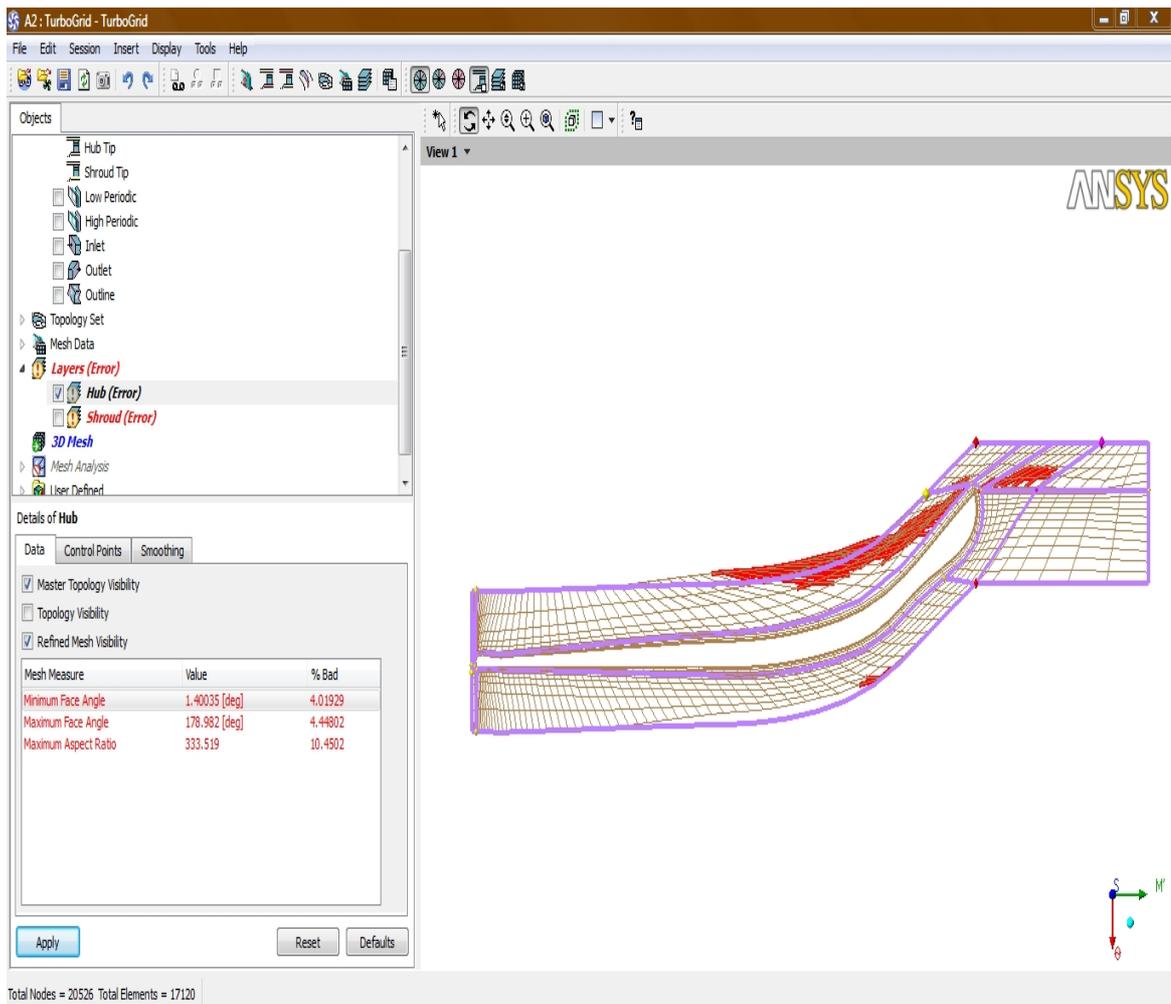


Figura 2.3.8: Zone critiche nella topologia dell'Hub

Per perfezionare la griglia e limitare le zone critiche bisogna introdurre dei *master control points* e posizionarli nella maniera opportuna. Il procedimento è il seguente :

1. Cliccare sull'icona **Control Points** (Figura 2.3.8)
2. cliccare sull'icona **New Control Point** (Figura 2.3.9)
3. Ingrandire la zona critica e posizionare il Control Point nelle vicinanze di tale zona, sulla linea viola, ad esempio nel punto indicato in Figura 2.3.10 (il Control Point è posizionato nella posizione corretta se è di colore giallo; se così non fosse bisognerebbe eliminarlo e riposizionarlo )
4. cliccare sul tasto **Change control point type to Master** (Figura 2.3.9)

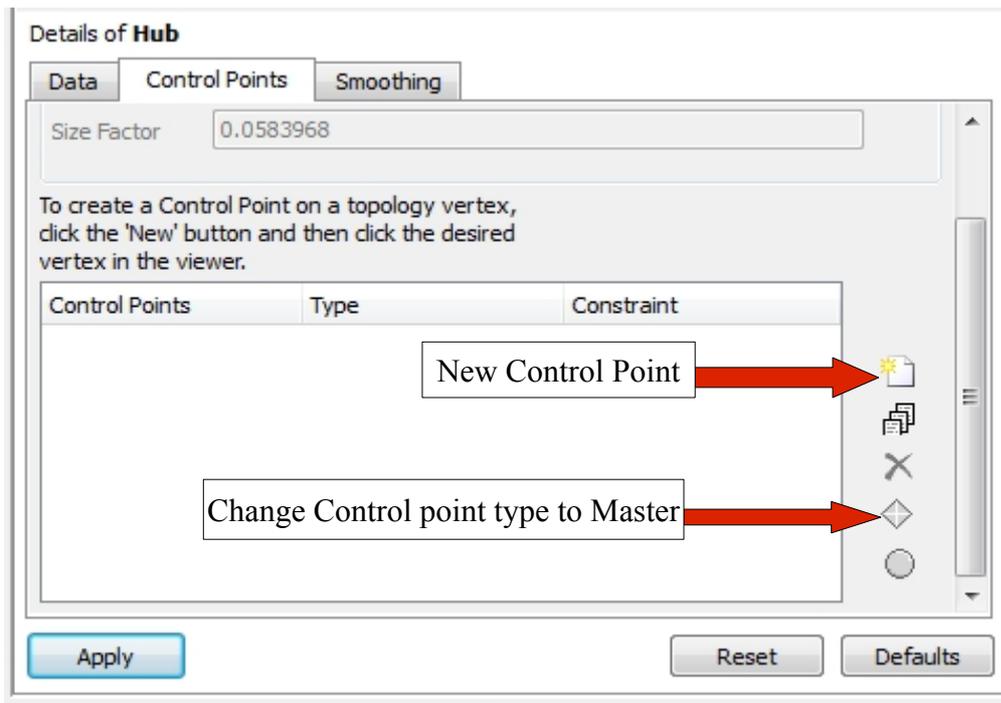


Figura 2.3.9: Finestra per l'inserimento dei Control Points

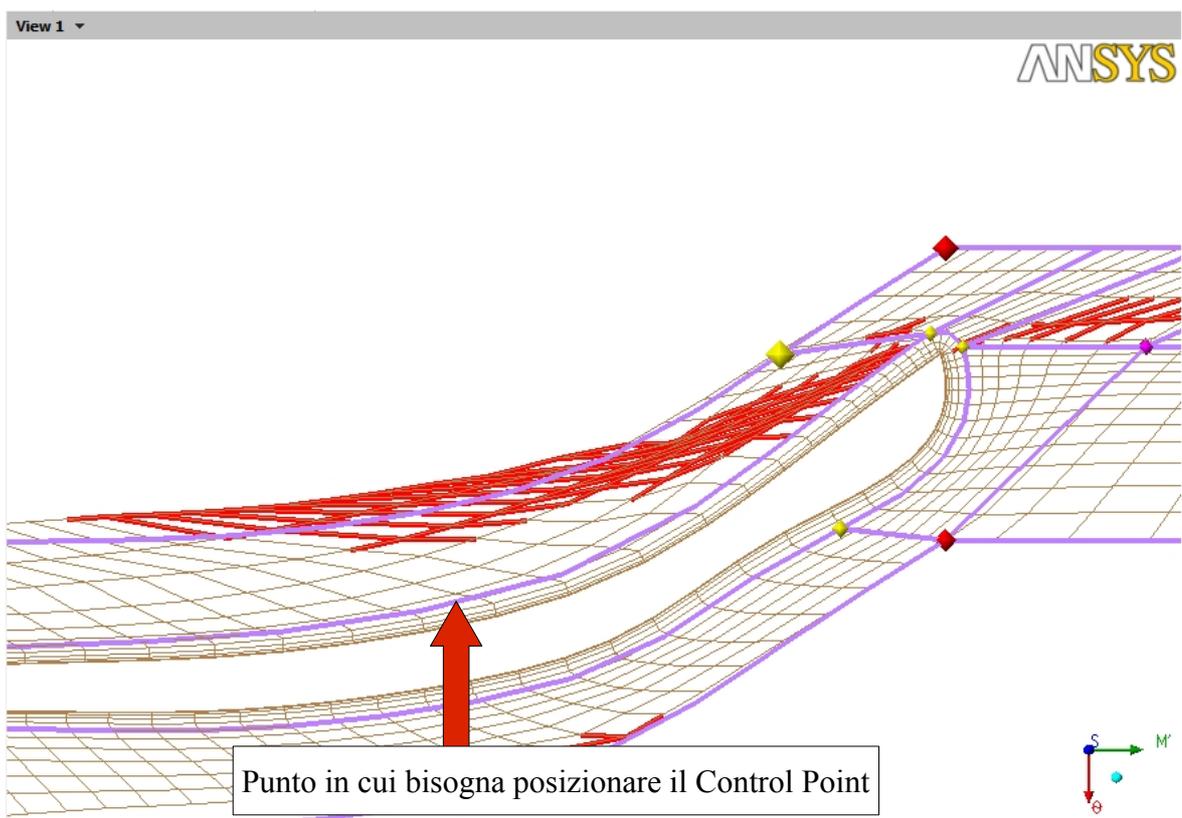


Figura 2.3.10: Ingrandimento della zona critica e posizionamento del Control Point

Quindi bisogna spostare il Control Point inserito come mostrato in figura 2.3.11, cioè conviene riposizionare il punto in modo tale da “riallinearlo” con l'altro estremo della linea rossa che compare (per muovere il punto è necessario cliccare prima sul tasto **select** posto nella barra in alto nel *viewer* e poi sul punto).

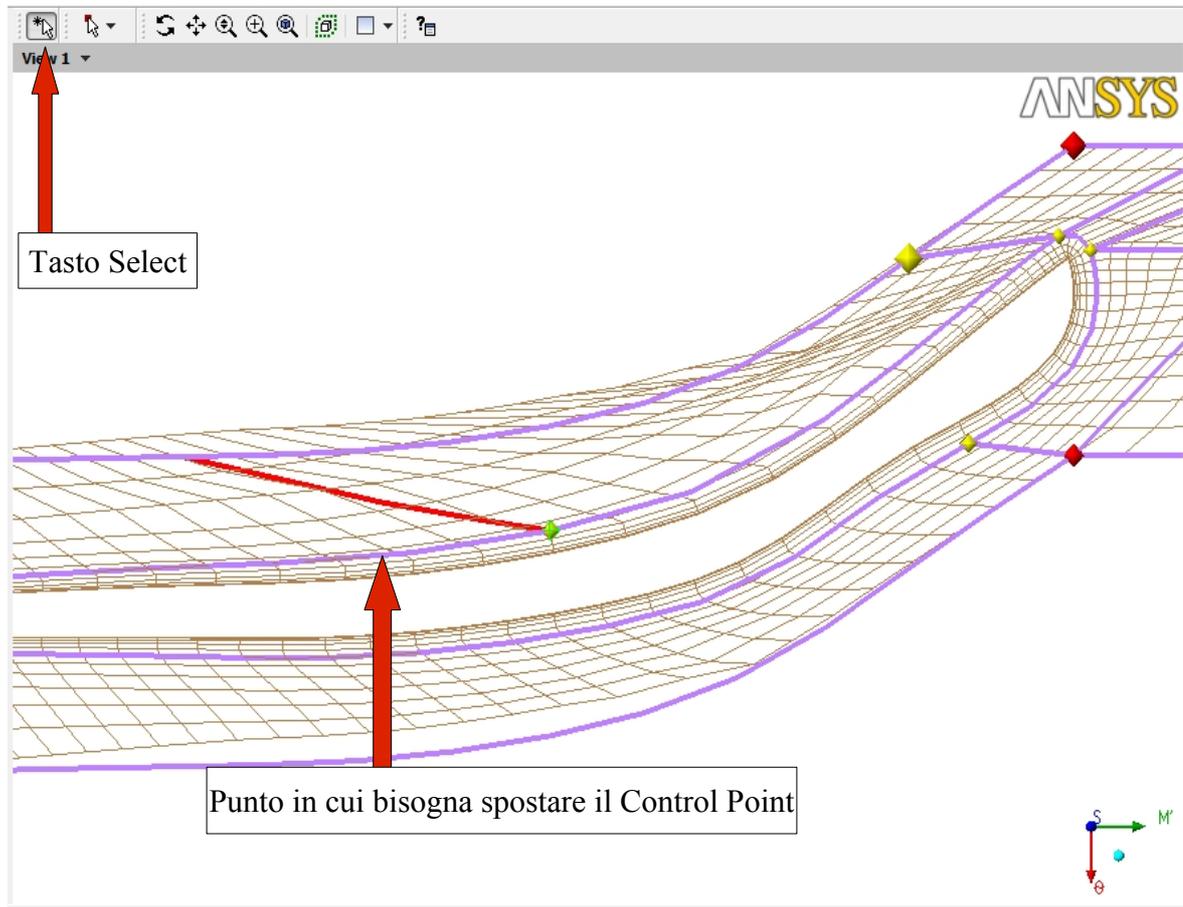


Figura 2.3.11: Spostamento del Control Point

Osservando la percentuale di errore, si nota che il valore si è ridotto drasticamente. Tuttavia il posizionamento di un unico Control Point non è sempre sufficiente: alcune zone necessitano anche di due Control Point abbastanza vicini (se la zona critica evidenziata in rosso è moto estesa); altre zone necessitano di Control Points non posizionati sulla linea viola, ma direttamente sulla griglia: un esempio è fornito nelle figure 2.3.12, 2.3.13 e 2.3.14 nella quale la criticità è stata risolta introducendo e muovendo un Control Point di colore viola.

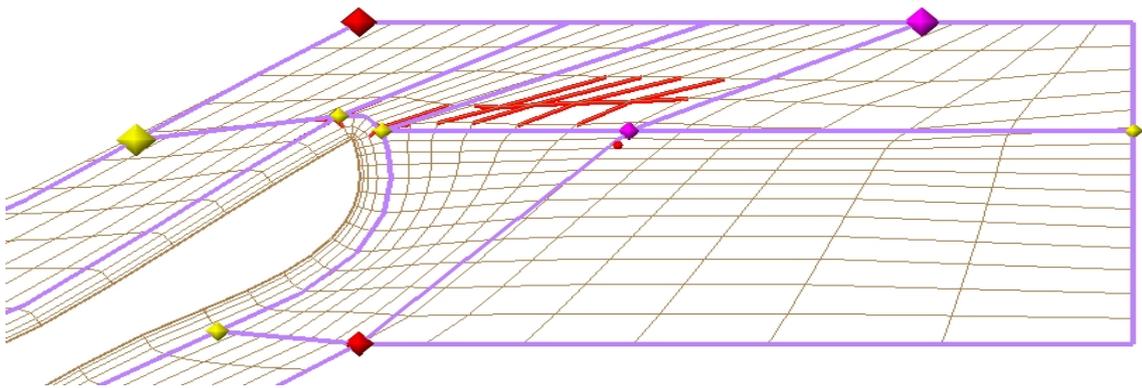


Figura 2.3.12: Zona critica in cui non è stato ancora inserito il Control Point

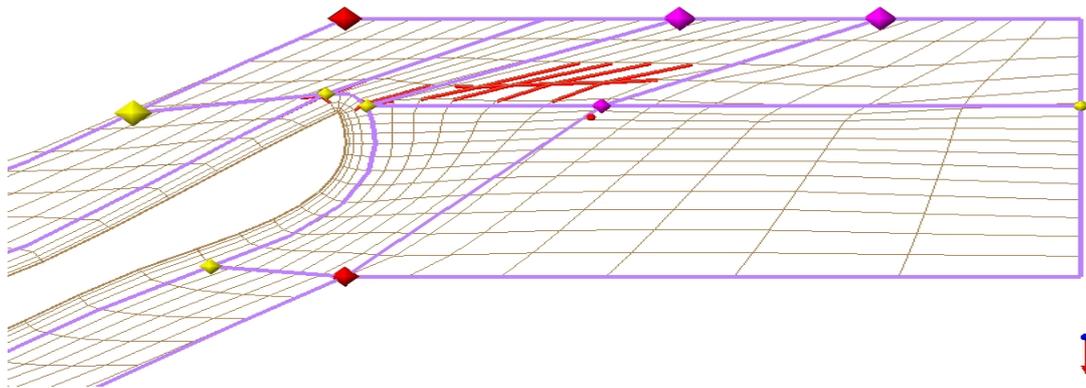


Figura 2.3.13: Inserimento del Control Point viola

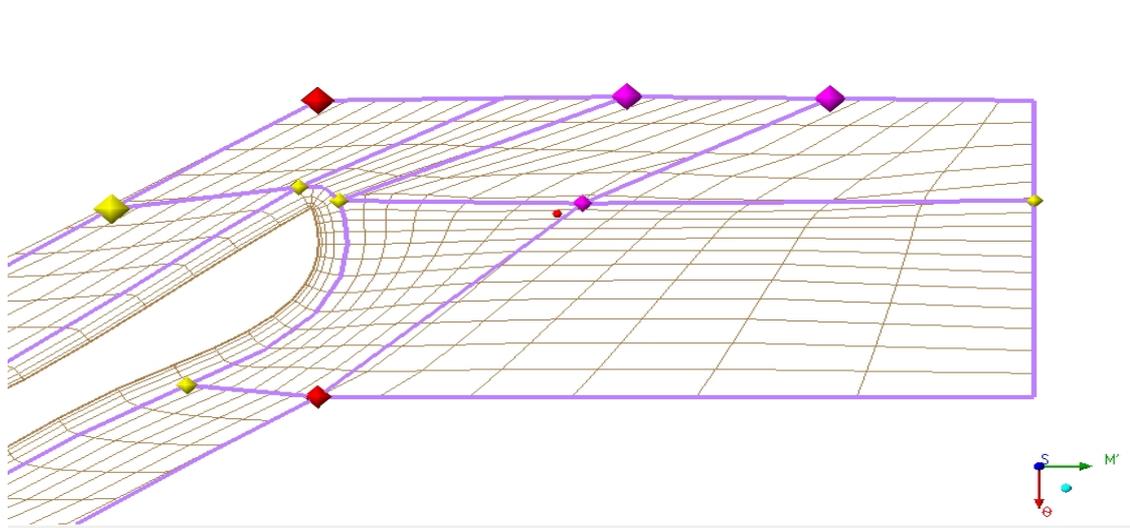
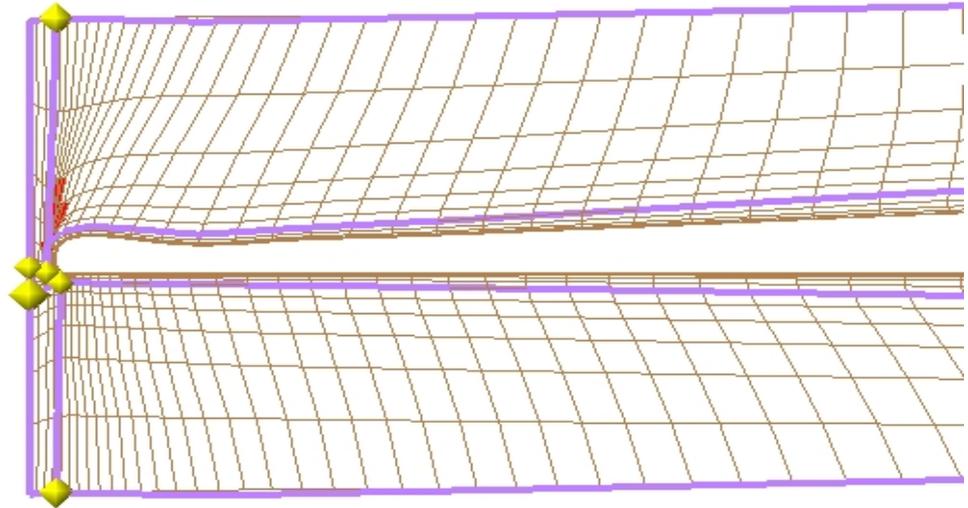
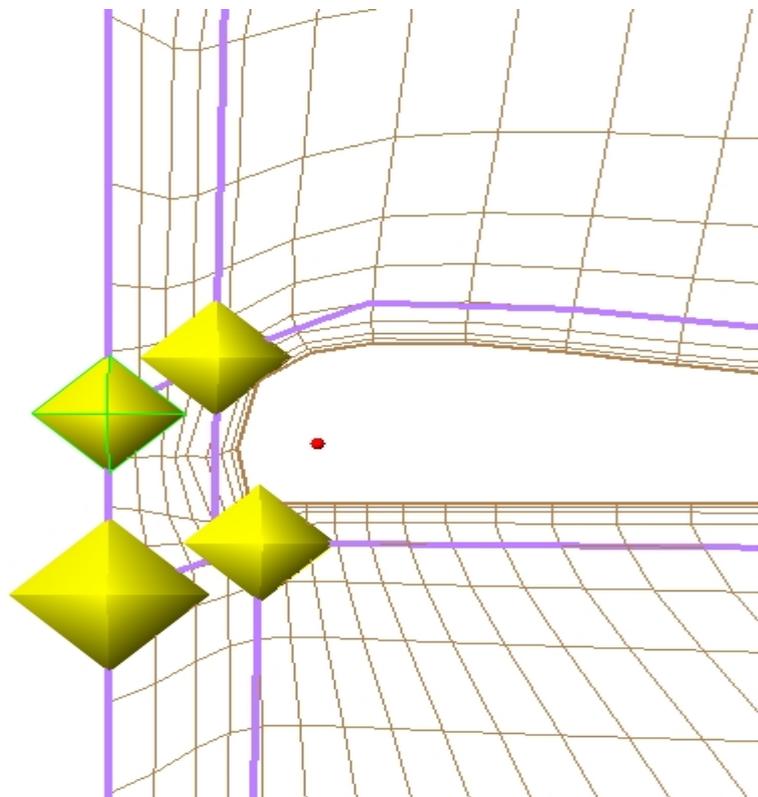


Figura 2.3.14: Spostamento del Control point e scomparsa della zona critica

Infine, altre zone critiche possono essere migliorate senza introdurre nuovi Control Points, ma semplicemente muovendo quelli già presenti (Figure 2.3.15 e 2.3.16)



*Figura 2.3.15: Zona Critica in cui sono già presenti dei Control Points*



*Figura 2.3.16: Spostamento dei Control Points già esistenti e scomparsa della zona critica*

Si ottiene così l'annullamento dell'errore (Figura 2.3.17)

Mesh Measure	Value	% Bad
Minimum Face Angle	15.6938 [deg]	0
Maximum Face Angle	166.81 [deg]	0.214362
Maximum Aspect Ratio	345.008	11.3612

Figura 2.3.17: Annullamento dell'errore per il Minimum Face Angle

Le operazioni descritte vanno ripetute anche per le altre voci di errore finché non scompare l'errore evidenziato accanto all'icona **Hub** (Figura 2.3.18)



Figura 2.3.18: Annullamento dell'errore per la zona 'Hub'

Come detto in precedenza il procedimento è identico per la zona shroud: eliminato anche quell'errore, sarebbe possibile generare la mesh (Figura 2.3.19)



Figura 2.3.19: Annullamento dell'errore sia per la zona 'Hub', sia per la zona 'Shroud'

Infine realizza un'ultima correzione: per migliorare la risoluzione della mesh lungo l'interfaccia periodica si utilizza un *edge split control* per raddoppiare la densità della mesh stessa. Il procedimento è il seguente:

1. Cliccare col tasto destro sulla linea indicata in figura 2.3.20

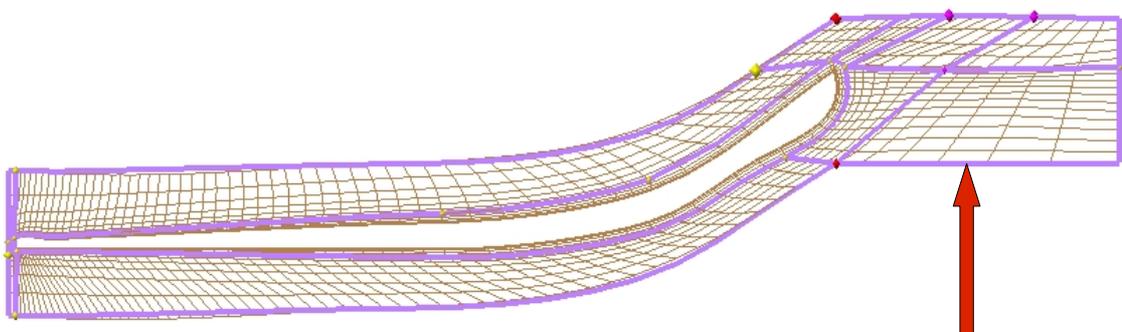


Figura 2.3.20: Inserimento dell'Edge Split Control

2. Impostare lo **Split Factor** pari a due (Figura 2.3.21)
3. Cliccare **Apply**

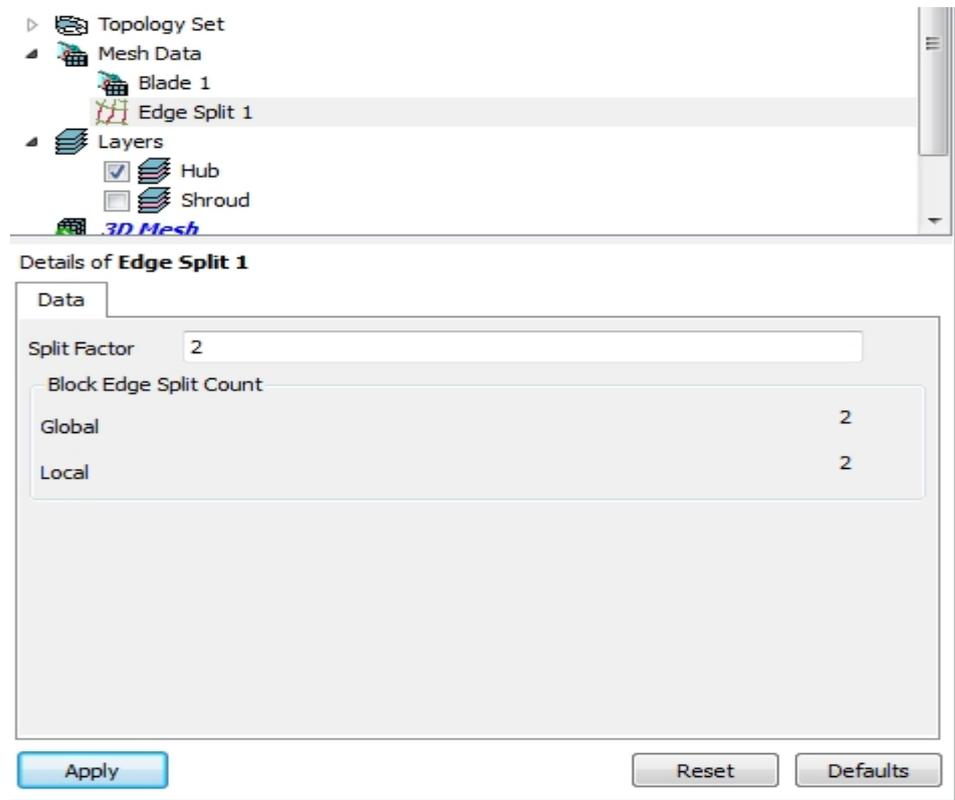


Figura 2.3.21

Si ottiene così una maggiore risoluzione nella superficie periodica (Figura 2.3.22)

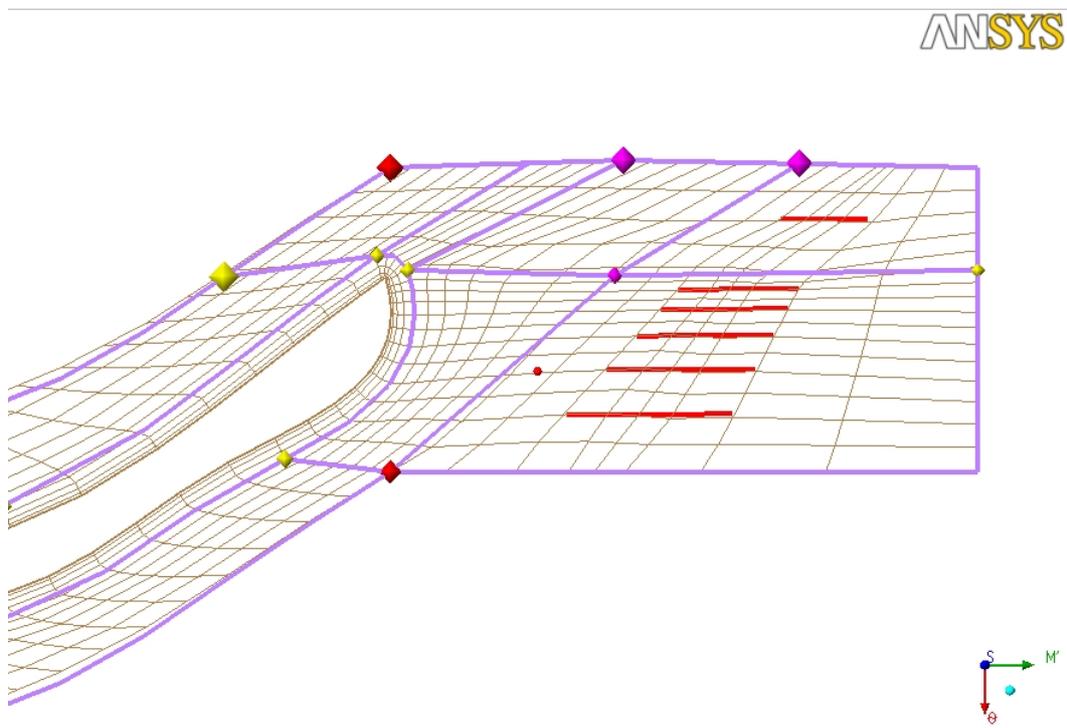


Figura 2.3.22

## Generazione della Mesh

Per generare la mesh è necessario (Figura 2.3.23):

1. Cliccare sull'icona **Mesh data**
2. Impostare *Node count* su **Fine (250000)** che corrisponde al livello più alto di qualità della mesh
3. Cliccare **Apply**
4. Cliccare sul tasto *Insert* > **Mesh**

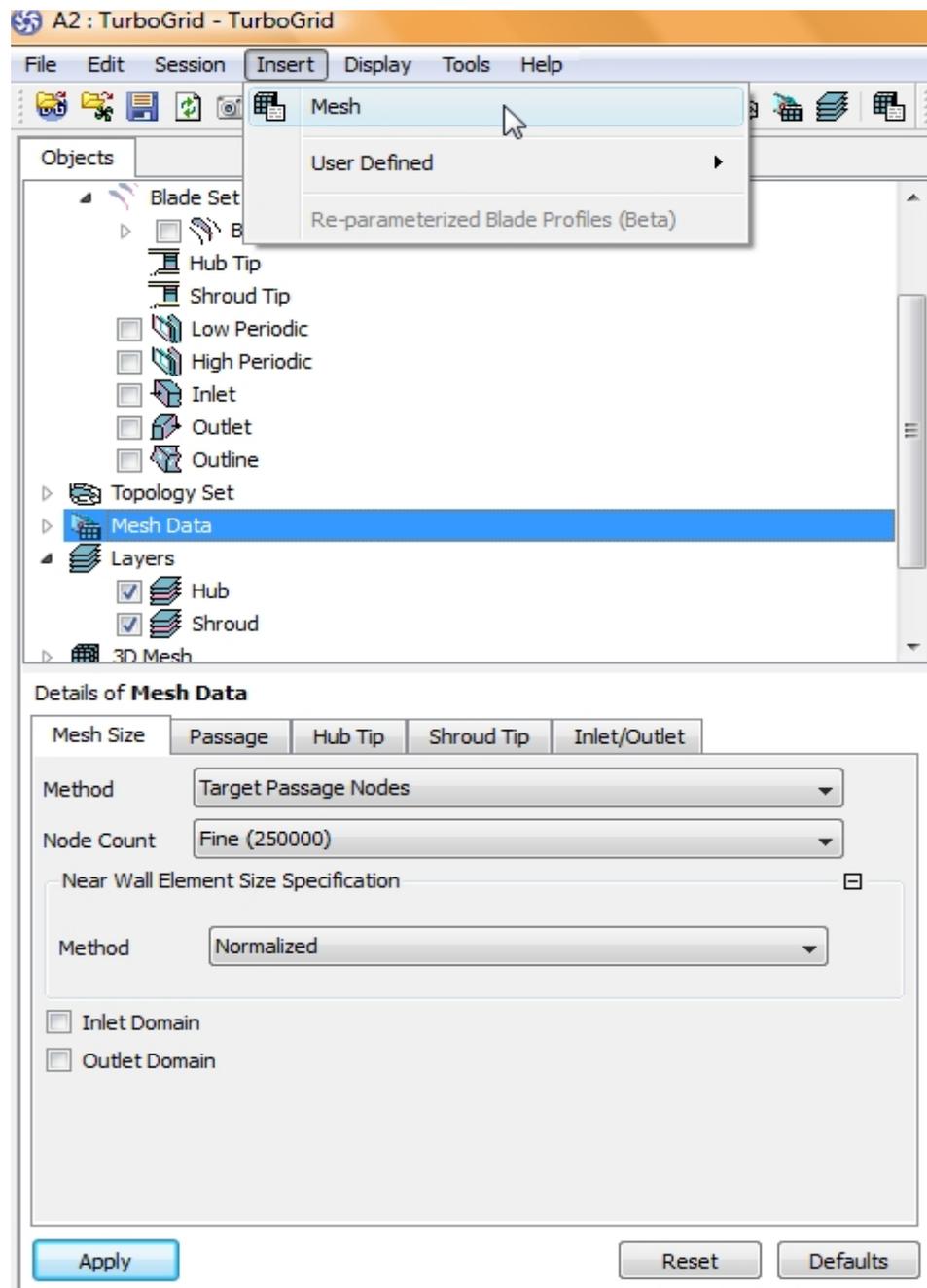


Figura 2.3.23: Inserimento dei parametri della Mesh

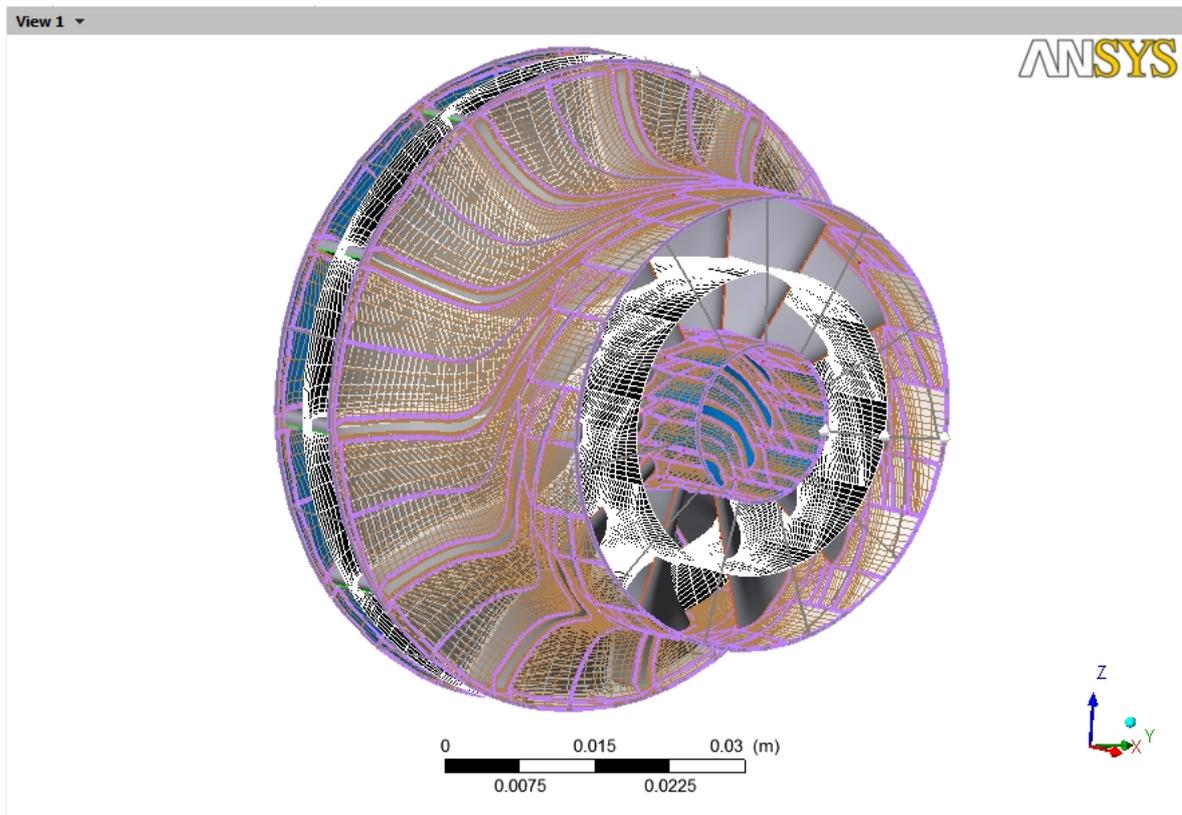


Figura 2.3.24: Mesh

E' quindi possibile visualizzare la mesh (Figura 2.3.24)

Ritornando nell'interfaccia di Ansys si nota la presenza della spunta verde nella seconda riga del blocco TurboGrid (Figura 2.3.25) che conferma la corretta generazione della mesh e la possibilità di passare alla fase successiva della simulazione fluidodinamica.



Figura 2.3.25: Conferma nel blocco TurboGrid della corretta realizzazione della Mesh

## 2.4 La simulazione fluidodinamica

La simulazione fluidodinamica è stata svolta utilizzando Fluent, cioè un altro componente del software Ansys. Nell'interfaccia di Ansys, nel menu a tendina Toolbox, contenuto nella parte sinistra del Workbench, si clicca due volte sull'applicazione Fluent contenuta nel sottomenu Component System: compare il blocco Fluent e lo si collega al blocco TurboGrid (Figura 2.4.1).

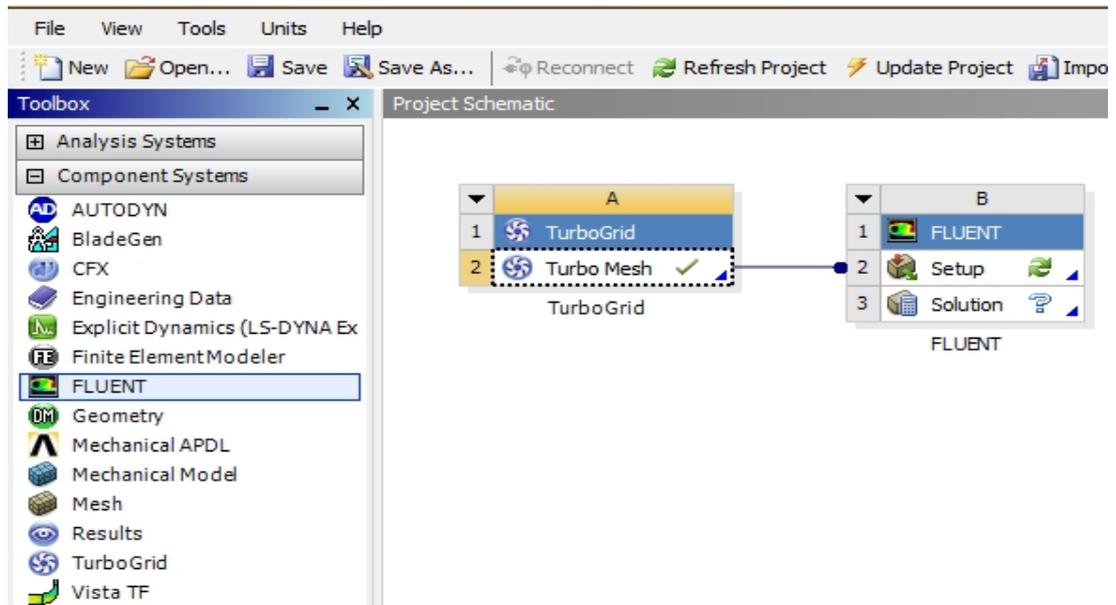


Figura 2.4.1

Cliccando sulla seconda riga del blocco Fluent si apre il simulatore: Il **Launcher** di Fluent si imposta come mostrato nella figura 2.4.2

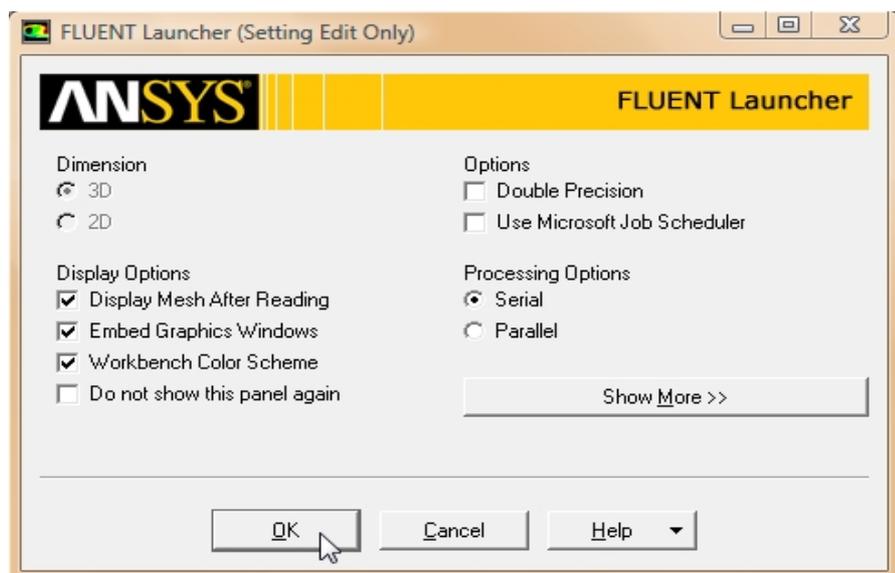


Figura 2.4.2: Launcher di Fluent

Aperta l'interfaccia di Fluent, sulla sinistra è presente la finestra **Problem setup** (Figura 2.4.3): cliccando su ognuna delle voci di questa finestra è possibile impostare e avviare la simulazione.



Figura 2.4.3

Le operazioni da compiere sono le seguenti:

Step 1: General (Figura 2.4.4)

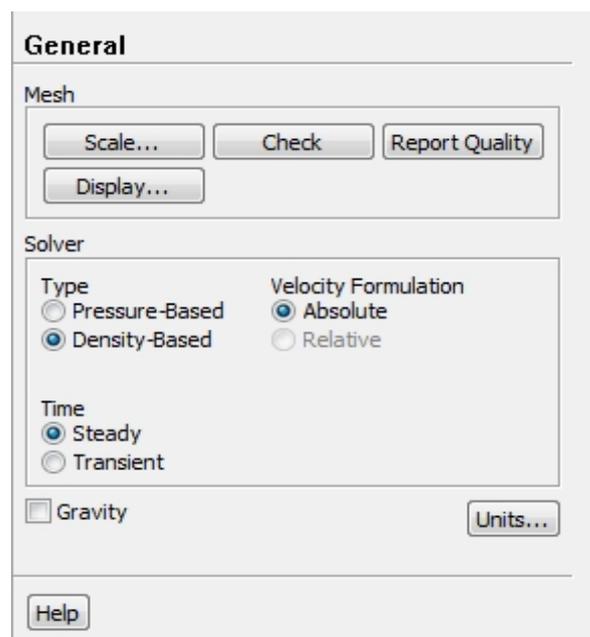


Figura 2.4.4

1. Cliccare su tasto **Check**: quest'operazione serve a verificare la corretta importazione della mesh: è necessario che il volume minimo risulti positivo (Figura 2.4.5)

```
Domain Extents:  
x-coordinate: min (m) = -3.701016e-002, max (m) = 2.402119e-008  
y-coordinate: min (m) = -8.747357e-003, max (m) = 1.762023e-002  
z-coordinate: min (m) = 4.924783e-003, max (m) = 3.299960e-002  
Volume statistics:  
→ minimum volume (m3): 7.166990e-016  
maximum volume (m3): 5.300380e-009  
total volume (m3): 5.085756e-006  
Face area statistics:  
minimum face area (m2): 2.923605e-011  
maximum face area (m2): 6.904424e-006  
Checking number of nodes per cell.  
Checking number of faces per cell.
```

Figura 2.4.5: Messaggio di verifica della corretta importazione della Mesh

2. Nella finestra *Solver* impostare la voce *Type* come **Density-Based**: questo è il metodo risolutivo da scegliere quando si opera, come in questo caso, con fluidi comprimibili

3. Cliccare sul tasto **Units** per impostare le unità di misura desiderate per le varie grandezze: in particolare si è scelto di misurare la velocità angolare in [rpm], la lunghezza in [mm] e la pressione in [atm]

Step 2: Models (Figura 2.4.6)

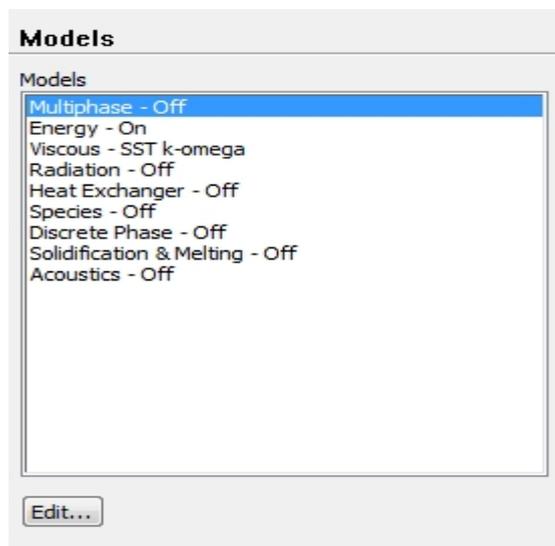


Figura 2.4.6

1. Cliccare su **Energy** e attivare l'equazione dell'energia (Figura 2.4.7)

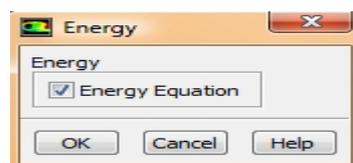


Figura 2.4.7: Attivazione dell'equazione dell'energia

2. Cliccare su *Viscous-Laminar*, quindi su *Edit* e scegliere il modello della turbolenza **k-omega SST** (Figura 2.4.8)

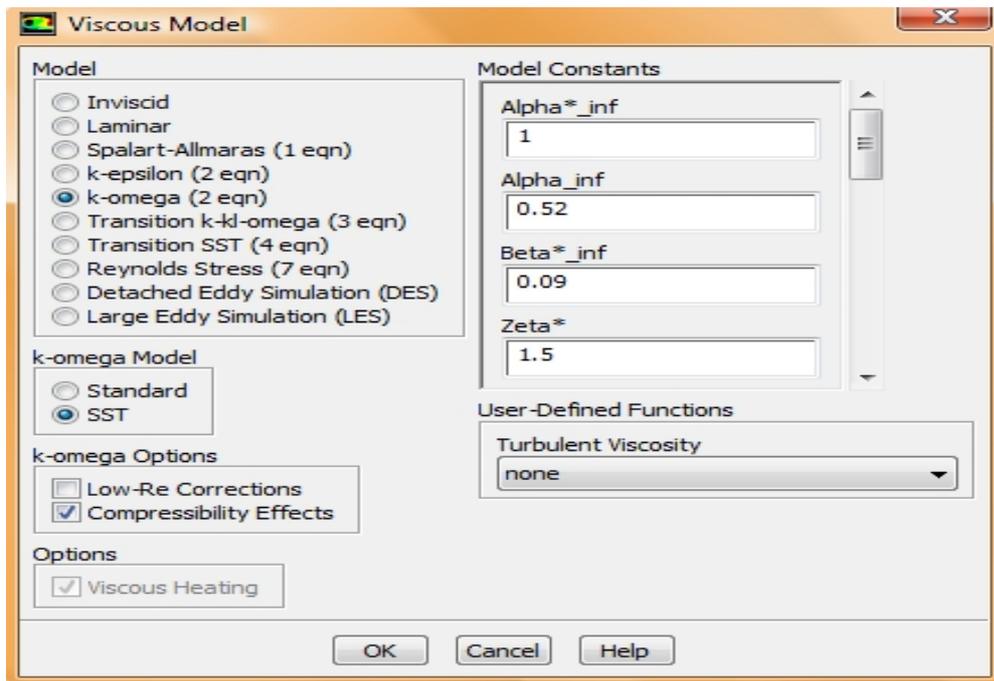


Figura 2.4.8

### Step 3: Materials

Il fluido operante scelto è l'aria. Cliccando su *Materials* e poi due volte su *air* (l'aria è il fluido di default) si impostano le proprietà del fluido come mostrato in figura 2.4.9

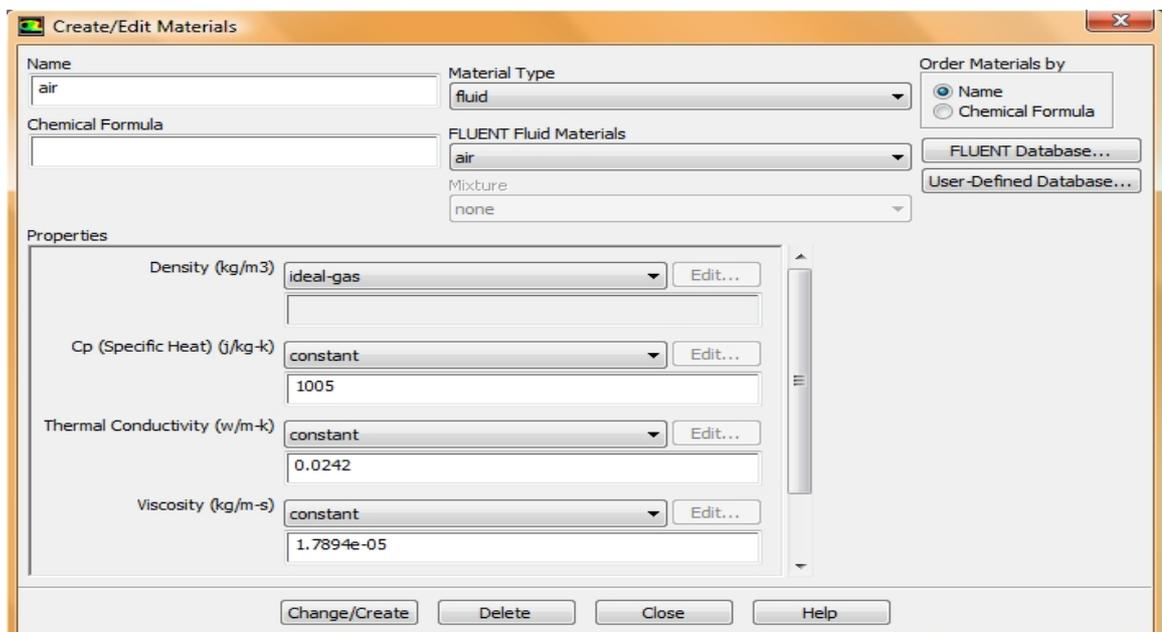


Figura 2.4.9

Si è scelto di considerare l'aria un gas ideale. Quindi si clicca sul tasto **Change/Create** per salvare le impostazioni e quindi su **Close**.

#### Step 4: Operating Conditions

Cliccando su *Boundary Conditions* e quindi su *Operating Conditions* si imposta la pressione operativa pari a 0 atm e quindi si clicca il tasto **Close** (Figura 2.4.10)

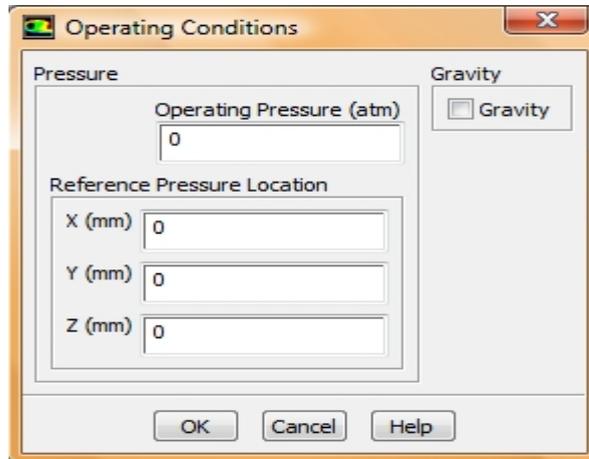


Figura 2.4.10: Pressione operativa

In questo modo si ha la possibilità di impostare le condizioni al contorno (*Boundary Conditions*) nello step successivo in termini di pressione assoluta. Infatti le condizioni al contorno in termini di pressione sono sempre relative al valore immesso per la pressione operativa.

#### Step 5: Boundary Conditions

Le condizioni al contorno devono essere impostate per la sezione di ingresso (*Inflow passage*), per la sezione di uscita (*Outflow passage*) e per tutte le superfici che fanno riferimento al mozzo della girante, alle pale e al canale palare. Poiché la simulazione riguarda soltanto la girante, non è possibile conoscere i valori di pressione totale all'ingresso della girante, perché per una turbina radiale è nota la pressione totale all'ingresso della voluta che non è presente in questa simulazione. Inoltre, come spiegato nel Capitolo 1, la voluta conferisce al gas entrante uno swirl, cioè una componente tangenziale di velocità che va a sommarsi alla componente radiale. Queste due componenti sono note se è noto l'angolo di ingresso del gas nella girante, supponendo, come in questo caso, che il triangolo di velocità all'ingresso della girante sia quello mostrato in figura 2.4.11 (tipico di una turbina con pale radiali all'ingresso)

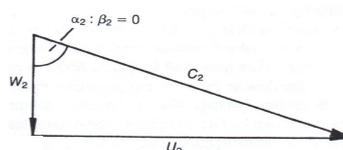


Figura 2.4.11

Purtroppo neanche questo angolo di ingresso è noto, poiché manca la voluta. Pertanto si è deciso di ipotizzare un valore dell'angolo di ingresso, un valore plausibile della temperatura totale del gas all'ingresso della voluta (500°C) e di stabilire altri valori di input: in questo modo è stato possibile calcolare i valori delle componenti di velocità all'ingresso della girante. I valori di input sono:

1. Rapporto tra la pressione totale di ingresso nella voluta e pressione statica all'uscita della turbina: 1.4 bar (è un valore che si può scegliere: di solito le turbine radiali operano con salti di pressione totale-statica compresi tra 1.2 e 2.5 bar circa)
2. Temperatura totale all'ingresso della voluta: 500°C (= 773 K)
3. Pressione di uscita dalla girante: 1 bar (cioè la turbina scarica il gas nell'ambiente)
4. Velocità di rotazione della girante n: 60000 rpm (è un valore che si può scegliere: guardando i cataloghi delle turbine si può vedere che solitamente valori plausibile della velocità di rotazione sono compresi tra i 60000 e i 120000 rpm)
5. Diametro esterno della girante D: 64 mm (noto)
6. Diametro di uscita della girante d: 46 mm (noto)
7. Larghezza della pala della girante all'ingresso b: 9 mm (nota)
8. Angolo di ingresso nella girante  $\alpha$ : 20° (anche questo è un valore che si è scelto: solitamente l'angolo  $\alpha$  è compreso tra i 20° e i 70°)

Il procedimento di calcolo è il seguente:

Velocità tangenziale all'ingresso della girante ( $U_2$  vedendo la figura 2.4.11):

$$U_2 = \pi * D * n / 60 * 1000 = \pi * 64 * 60000 / 60 * 1000 = 200.96 \text{ m/s}$$

Velocità radiale all'ingresso della girante ( $W_2$  vedendo la figura 2.4.11) (sarà col segno negativo perché entrante nella girante):

$$W_2 = -U_2 * \tan \alpha = 200.96 * \tan 20 = -73.1 \text{ m/s}$$

la velocità assoluta  $C_2$  in ingresso nella girante (vedere figura 2.4.11) risulta:

$$C_2 = U_2 / \cos \alpha = 200.967 * \cos 20^\circ = 213.84 \text{ m/s}$$

Inoltre risulta:

$$c_p(T_{01} - T_2) = 0.5 * C_2^2$$

assumendo  $c_p = \text{costante} = 1005 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$

Quindi:

$$T_2 = T_{01} - 0.5 * 213.84^2 / 1005 = \underline{750.2 \text{ K}}$$

Risulta pertanto:

$$P_{01} / P_2 = (T_{01} / T_2)^{3.5}$$

cioè:

$$P_{01} / P_2 = (773 / 750.2)^{3.5} = 1.110$$

essendo:

$$P_{01} = 1.4 * P_3 = 1.4 \text{ bar}$$

Quindi:

$$P_2 = 1.4 / 1.110 = 1.261 \text{ bar} = \underline{\mathbf{1.245 \text{ atm}}}$$

e la densità  $\rho_2$  :

$$\rho_2 = P_2 / R * T_2 \quad (\text{con R: costante del gas})$$

quindi:

$$\rho_2 = 1.245 * 10^5 / 287 * 750.2 = 0.586 \text{ kg/m}^3$$

Infine, trascurando lo spessore della pala, la portata risulta:

$$m = \rho_2 * C_{r2} * \pi * D * b / 10^6 = 0.586 * 73.1 * \pi * 64 * 9 / 10^6 = 0.077 \text{ kg/s}$$

Essendo il numero delle pale pari a 11, la portata che attraversa il singolo canale palare è pari a:

$$m_{\text{canale}} = m / 11 = \underline{\mathbf{0.007 \text{ kg/s}}}$$

I dati utilizzati in questo calcolo sono i valori che sono stati inseriti nella simulazione fluidodinamica: la simulazione sarà svolta correttamente se i risultati confermeranno i valori di **pressione statica all'ingresso della girante  $P_2 = 1.245 \text{ atm}$  e di portata elaborata dal singolo canale palare  $m_{\text{canale}} = 0.007 \text{ kg/s}$ .**

Per poter verificare anche altre condizioni di funzionamento, è stato creato un file Excel (Figure 2.4.12 e 2.4.13) in cui è possibile inserire valori del rapporto di pressioni totale-statica tra ingresso della voluta e uscita della girante ( $P_{01}/P_{03}$ ), velocità di rotazione e temperatura totale all'ingresso della voluta ( $T_{01}$ ) (i blocchi gialli all'interno del file). Inoltre, considerando differenti valori dell'angolo di ingresso nella girante  $\alpha$ , sono state calcolate la pressione statica  $P_2$  e la portata elaborata dal singolo canale palare  $m_{\text{canale}}$ :

Programma per il calcolo della portata massica elaborata dalla turbina				
Rapporto tra pressione totale di ingresso e pressione statica di uscita: $P_{01}/P_{03}$	1,4			
Velocità di rotazione: $n$ [rpm]	60000			
Temperatura totale all'ingresso della turbina: $T_{01}$ [°C]	500	$T_{01}$ [K]		773
Diametro maggiore della girante: $D$ [mm]	64			
Diametro minore della girante: $d$ [mm]	46			
Larghezza della pala della girante all'ingresso [mm]	9			
Angolo di ingresso del fluido nella girante: $\alpha$ [deg]		Velocità tangenziale al diametro esterno: $u_2$ [m/s]	Velocità radiale di ingresso nella girante: $w_2$ [m/s]	$c_2$ [m/s]
15		200,96	53,82	208,04
20		200,96	73,10	213,84
25		200,96	93,66	221,71
30		200,96	115,95	232,01
35		200,96	140,62	245,27
40		200,96	168,50	262,26
45		200,96	200,80	284,09
50		200,96	239,28	312,47
55		200,96	286,70	350,12
60		200,96	347,65	401,55
65		200,96	430,31	474,93
70		200,96	551,07	586,57
$T_2$ [K]				
751,5				
750,2				
748,5				
746,2				
743,1				
738,8				
732,8				
724,4				
712,0				
692,8				
660,8				

Figura 2.4.12

$P_{01}/P_{02}$	$P_2$ [bar]	Pressione statica ingresso girante: $P_2$ [atm]
1,104	1,268	1,252
1,110	1,261	1,245
1,119	1,251	1,235
1,131	1,237	1,222
1,148	1,219	1,204
1,172	1,195	1,179
1,205	1,162	1,147
1,255	1,116	1,101
1,333	1,050	1,037
1,467	0,954	0,942
1,731	0,809	0,798
2,402	0,583	0,575
Densità $\rho_2$ [kg/m³]	Portata massica girante [kg/s]	Portata massica del singolo canale palare [kg/s]
0,588	0,057	0,0052
0,586	0,077	0,0070
0,582	0,099	0,0090
0,578	0,121	0,0110
0,572	0,145	0,0132
0,564	0,172	0,0156
0,552	0,201	0,0182
0,537	0,232	0,0211
0,514	0,266	0,0242
0,480	0,302	0,0274
0,426	0,332	0,0302
0,338	0,336	0,0306

Figura 2.4.13

Tornando all'interfaccia di Fluent sono state inserite come condizioni al contorno della sezione di ingresso, la velocità tangenziale  $U_2 = 200,96$  m/s e la velocità radiale  $W_2 = -73,1$  m/s; per la sezione di uscita è stata inserita la pressione statica  $P_{03}$  pari a quella atmosferica (1 atm); per le superfici che fanno riferimento alle pale e al mozzo è stata inserita la velocità di rotazione di 60000rpm. La procedura è la seguente:

1. Cliccare su **Boundary Conditions**, quindi su *Inflow Passage* e impostare *Type* come **Velocity Inlet** e cliccare **Edit** (Figura 2.4.14)

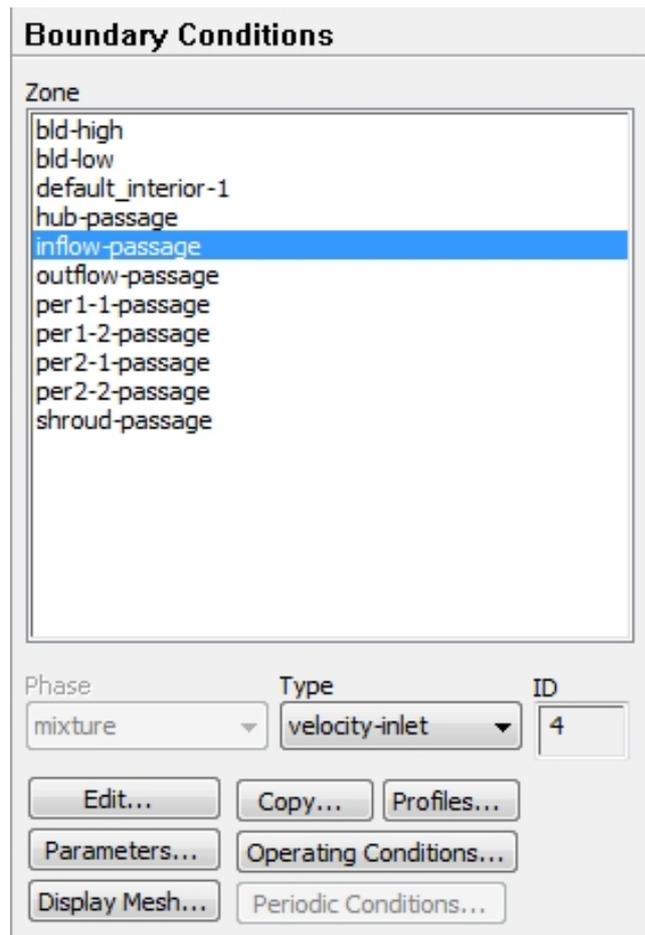


Figura 2.4.14

2. Impostare la finestra come mostrato in figura 2.4.15

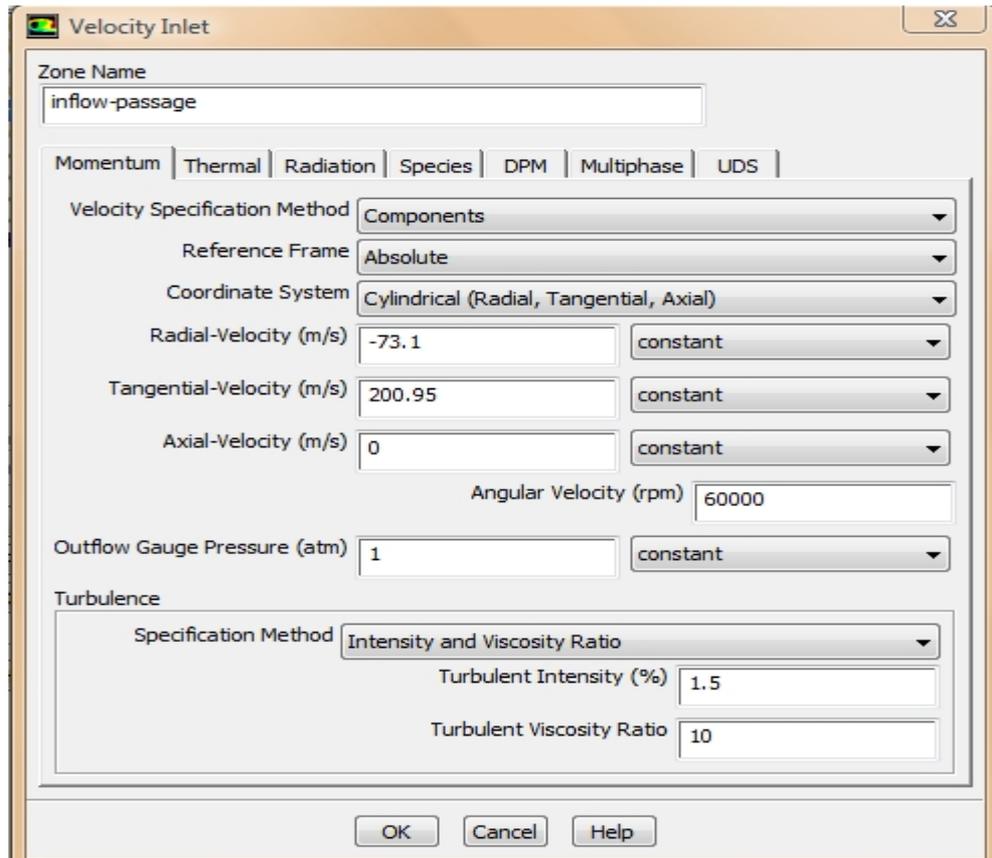


Figura 2.4.15: Condizioni al contorno per la sezione di ingresso

3. Cliccare su *Thermal* e inserire la temperatura di 750.2 K (vedere T\_2 pag. 70 o tabella Excel)
4. Cliccare su *Outflow Passage* e impostare Type come **Pressure Outlet** e cliccare **Edit**
5. Impostare la finestra come mostrato in figura 2.4.16

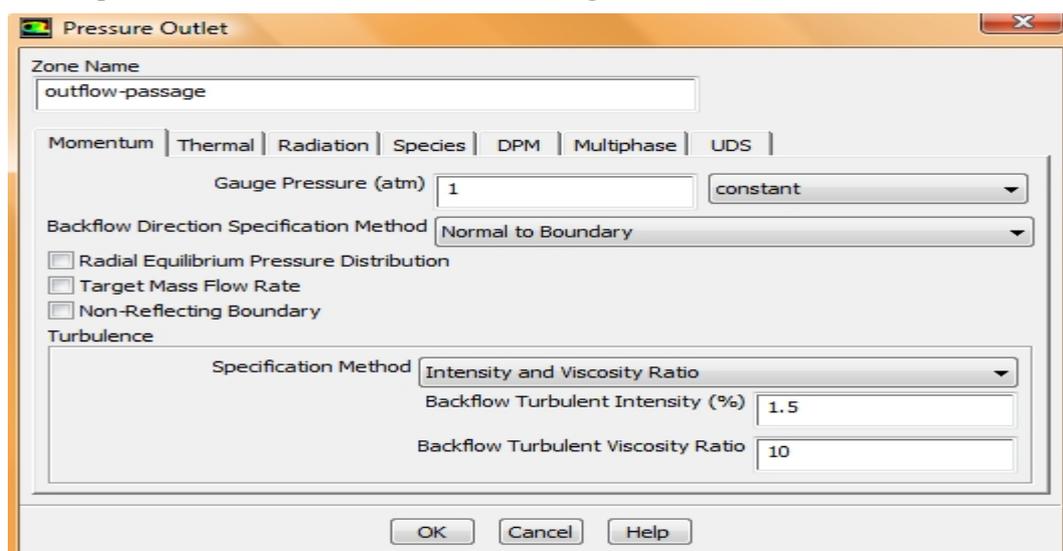


Figura 2.4.16: Condizioni al contorno per la sezione di uscita

6. Cliccare su *bld-high*, impostare *Type* come **Wall** e cliccare **Edit**
7. Impostare la finestra come mostrato in figura 2.4.17

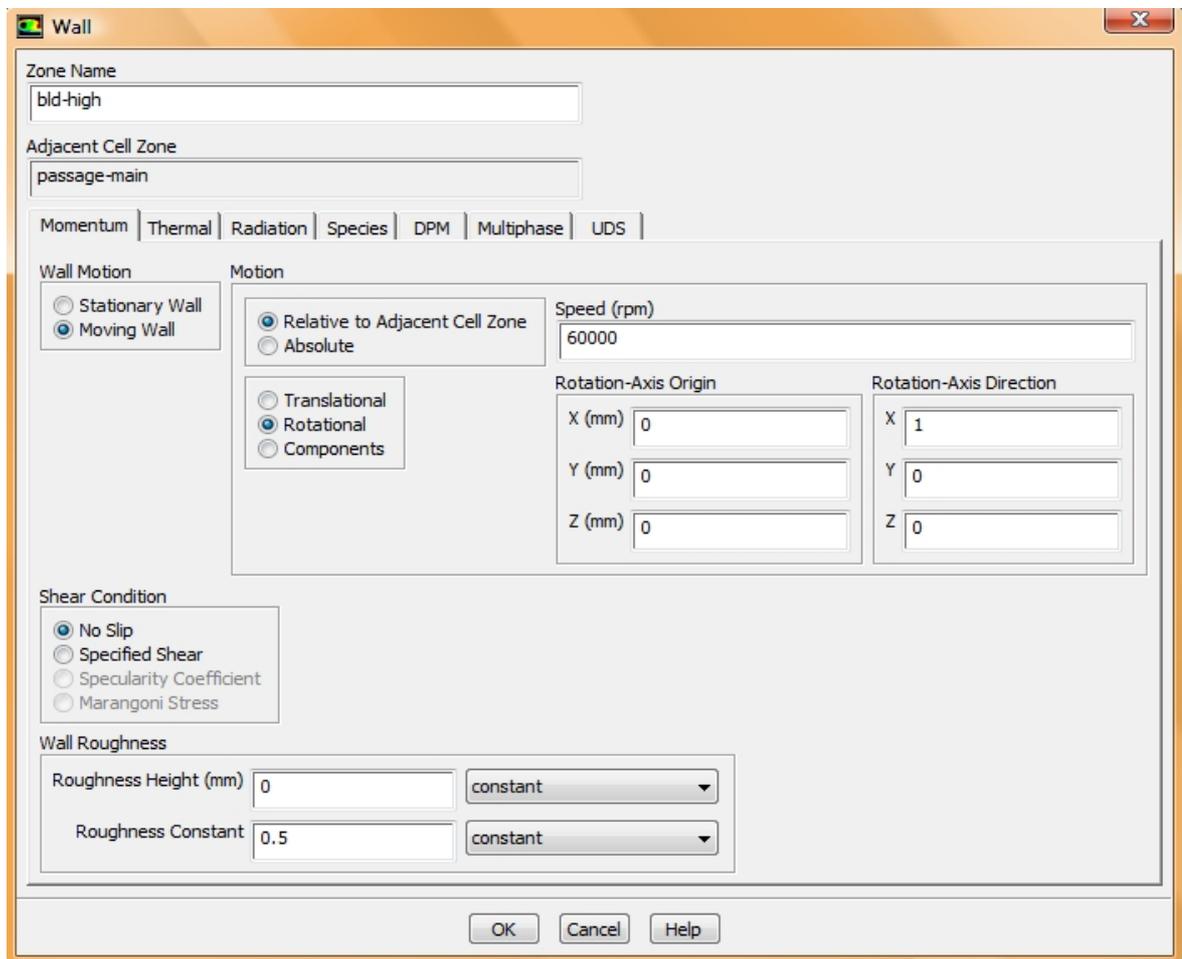


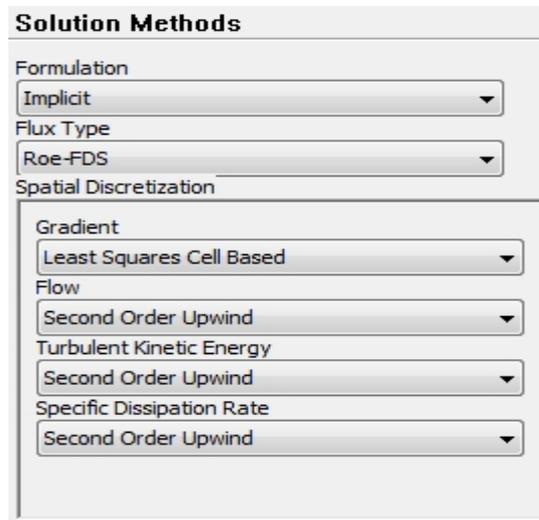
Figura 2.4.17: Condizioni al contorno per la girante

8. Ripetere quanto fatto per *bld-high* anche per tutte le altre zone, ad eccezione di *default\_interior-1* per cui bisogna mantenere *Type* impostato su **Interior** di default.

### Step 6: Solution Methods

Si imposta la modalità con cui vengono svolti i calcoli dal simulatore:

1. Cliccare su **Solution Methods** impostare la finestra come mostrato in figura 2.4.18

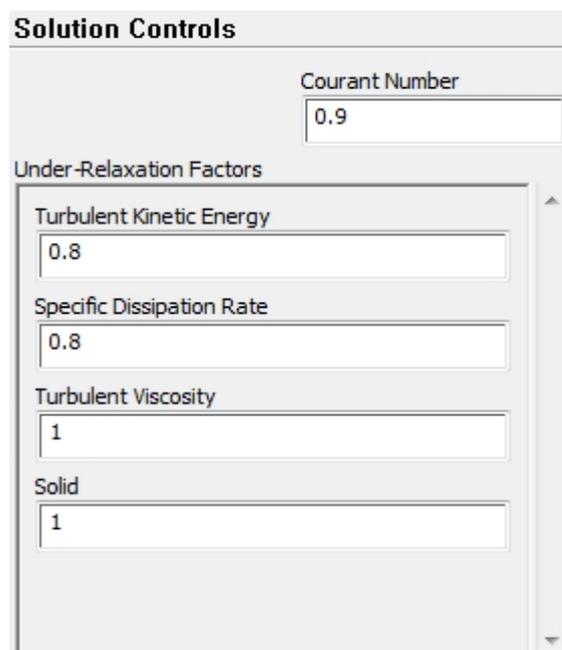


*Figura 2.4.18*

La discretizzazione del secondo ordine (*Second order upwind*) conferisce al calcolo maggiore accuratezza

### Step 7: Solution Controls

1. Cliccare su **Solution Controls**
2. Impostare la finestra come mostrato in figura 2.4.19



*Figura 2.4.19*

## Step 8: Monitors

1. Cliccare su **Monitors**, quindi su *Residuals* e infine su *Edit* e impostare la finestra come mostrato in figura 2.4.20 e premere **Ok**

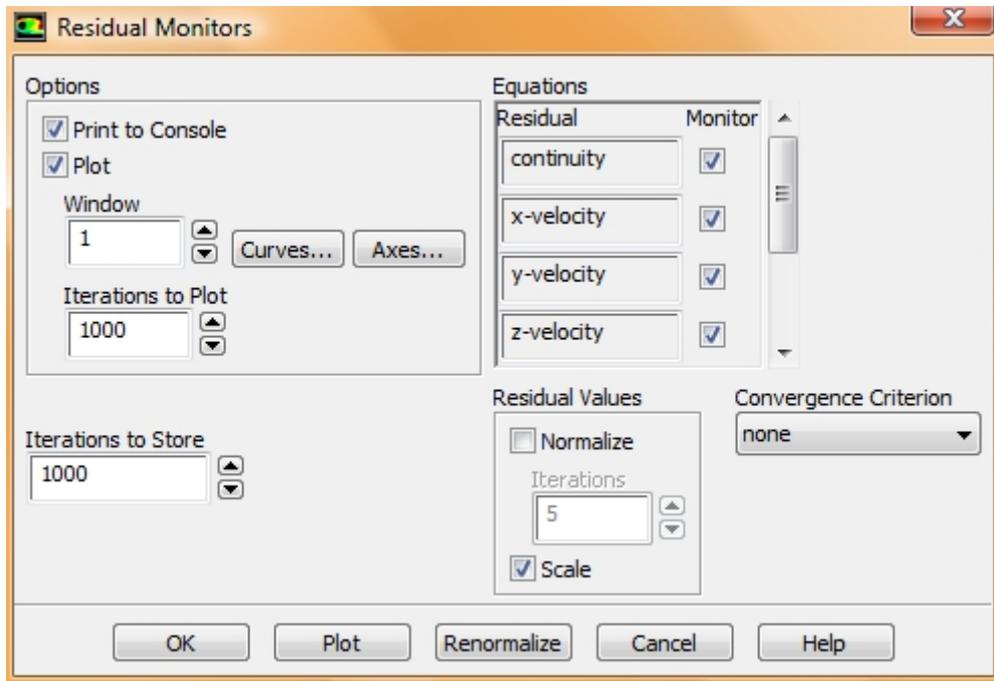


Figura 2.4.20

2. Cliccare su *Create* e impostare la finestra come mostrato in figura 2.4.21

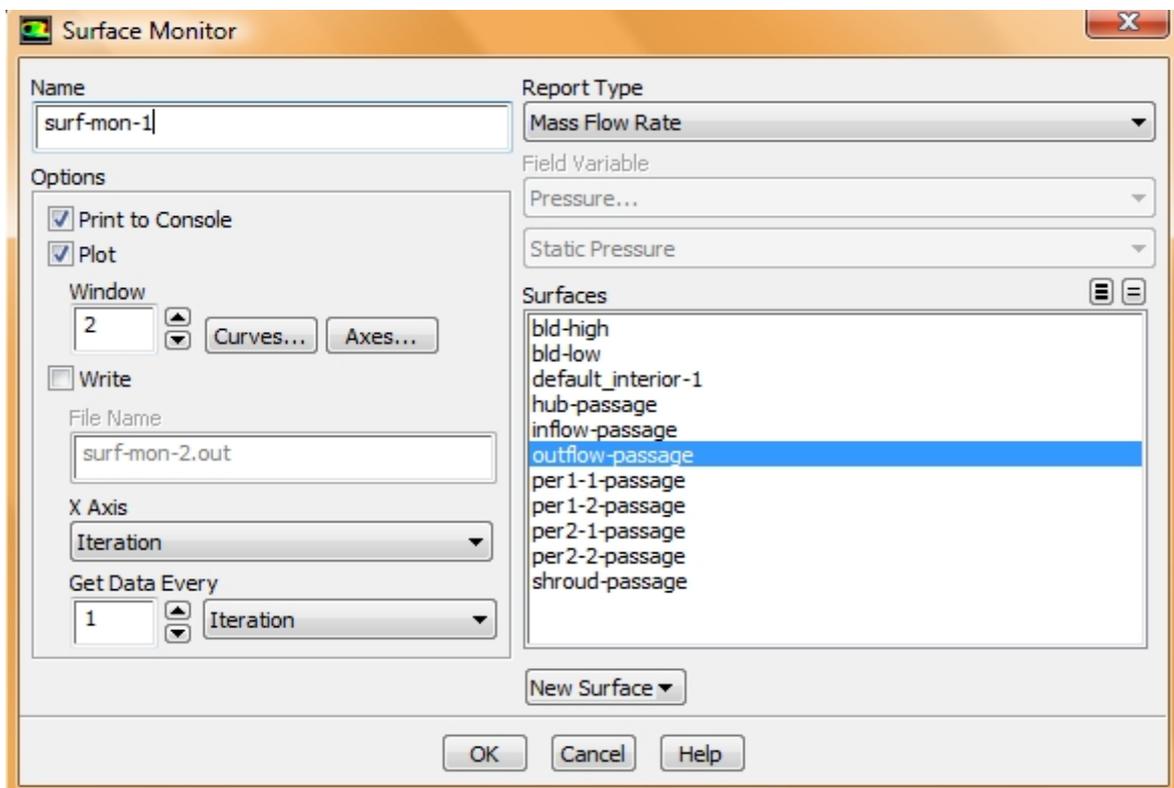
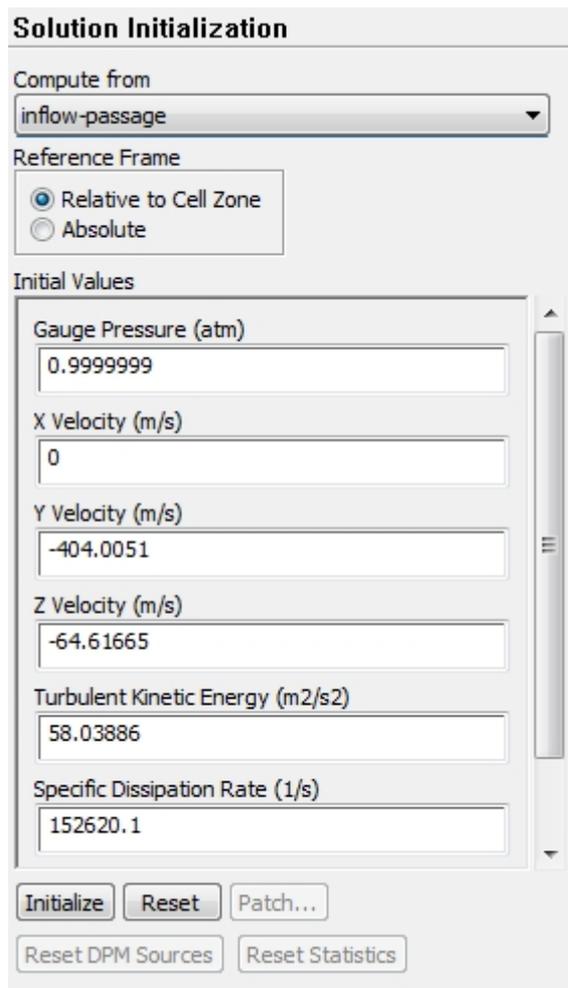


Figura 2.4.21

Questa operazione permette di vedere il grafico dell'andamento della portata uscente in funzione del numero di iterazioni

Step 9: Solution Initialization (Figura 2.4.22)

1. Cliccare su **Solution Initialization** e selezionare **Inflow passage** in *Compute from* in modo da fare iniziare il calcolo dalla sezione di ingresso
2. Cliccare su **Initialize**



*Figura 2.4.22: Inizializzazione del calcolo a partire dalla sezione di ingresso*

Step 10: Run Calculation (Figura 2.4.23)

1. Cliccare su **Run Calculation**
2. Inserire il numero di iterazioni (9000 in questo caso)
3. Cliccare **Calculate** per avviare la simulazione

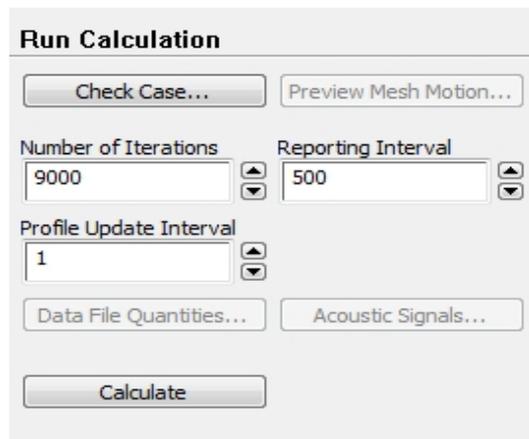


Figura 2.4.23

La simulazione viene effettuata sul singolo canale palare. Infatti Fluent importa solo una parte dell'intera girante come è possibile vedere, nel momento in cui si apre la schermata del simulatore (Figura 2.4.24)

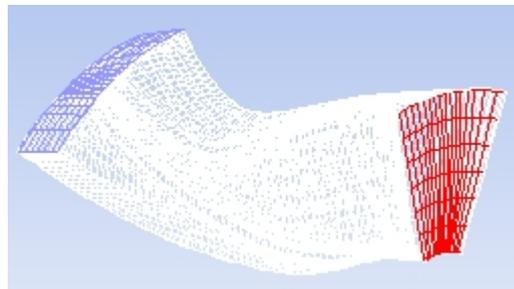


Figura 2.4.24: Fluent visualizza solo un canale palare

La simulazione può ritenersi conclusa quando l'andamento della portata uscente converge, cioè quando si assesta su un valore di portata ben preciso (Figura 2.4.25)

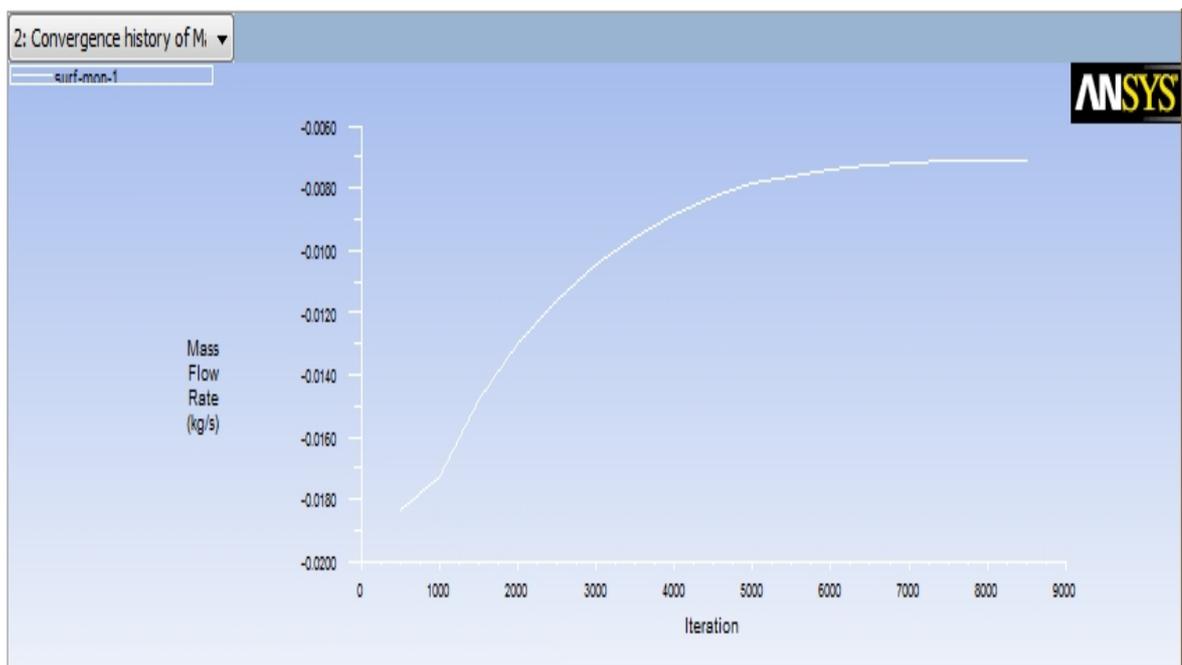


Figura 2.4.25: Convergenza del valore della portata massica

Per vedere il risultati della simulazione, è necessario cliccare su **Reports**, quindi su *Surface Integrals*. Per conoscere il valore della pressione statica all'ingresso della girante si seleziona **Area-Weighted Average** nel menu a tendina *Report Type* e si seleziona **Static pressure** nel menu a tendina *Field Variable*. Quindi si clicca su **Inflow Passage** e infine sul tasto **Calculate** (Figura 2.4.26).

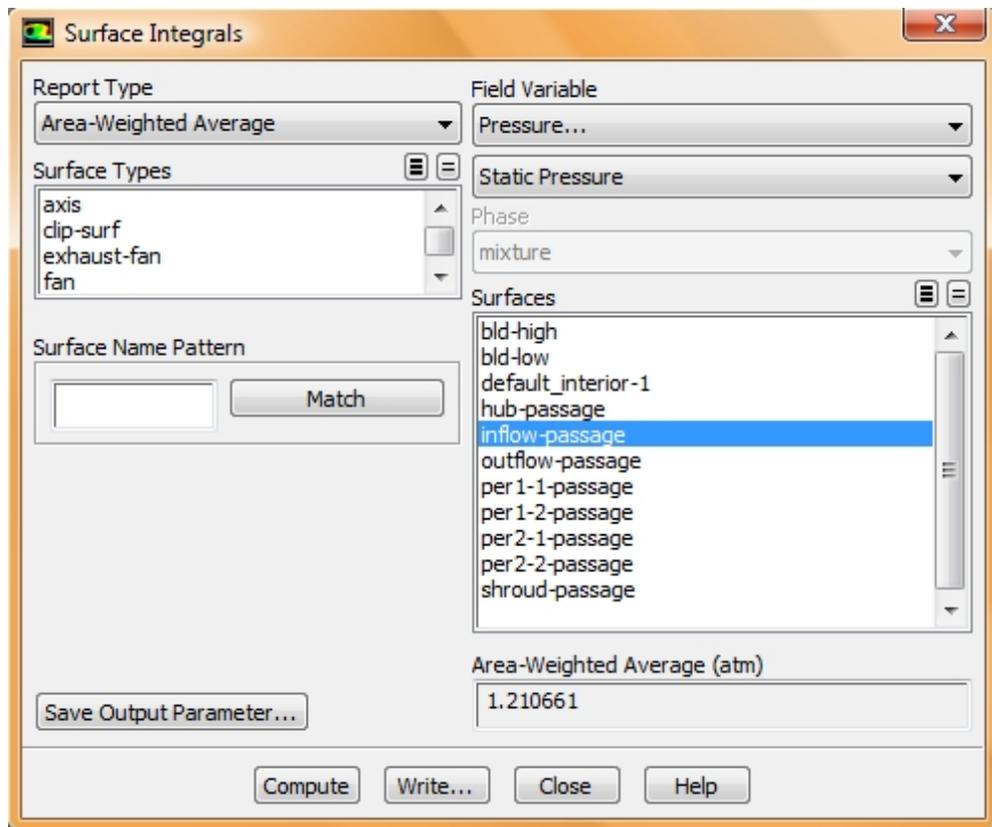


Figura 2.4.26: Risultati: Pressione statica all'ingresso della girante

La pressione risulta pari a **1.211 atm**, cioè con un errore del 2.7% rispetto a quella calcolata analiticamente (era  **$P_2 = 1.245$  atm**).

Selezionando **Mass Flow Rate** nel menu a tendina *Report Type* cliccando su **Inflow Passage** e **Outflow Passage** e quindi su **Calculate** si conosce il valore della portata elaborata: il valore è pari a **0.0071 kg/s** commettendo così un errore del **1.4%** rispetto al valore di portata calcolato analiticamente e pari a **0.007 kg/s**. Inoltre si nota che i valori della portata nella sezione di ingresso e di uscita sono praticamente identici e questo dato conferma ulteriormente che la simulazione è giunta a convergenza (Figura 2.4.27 e 2.4.28)

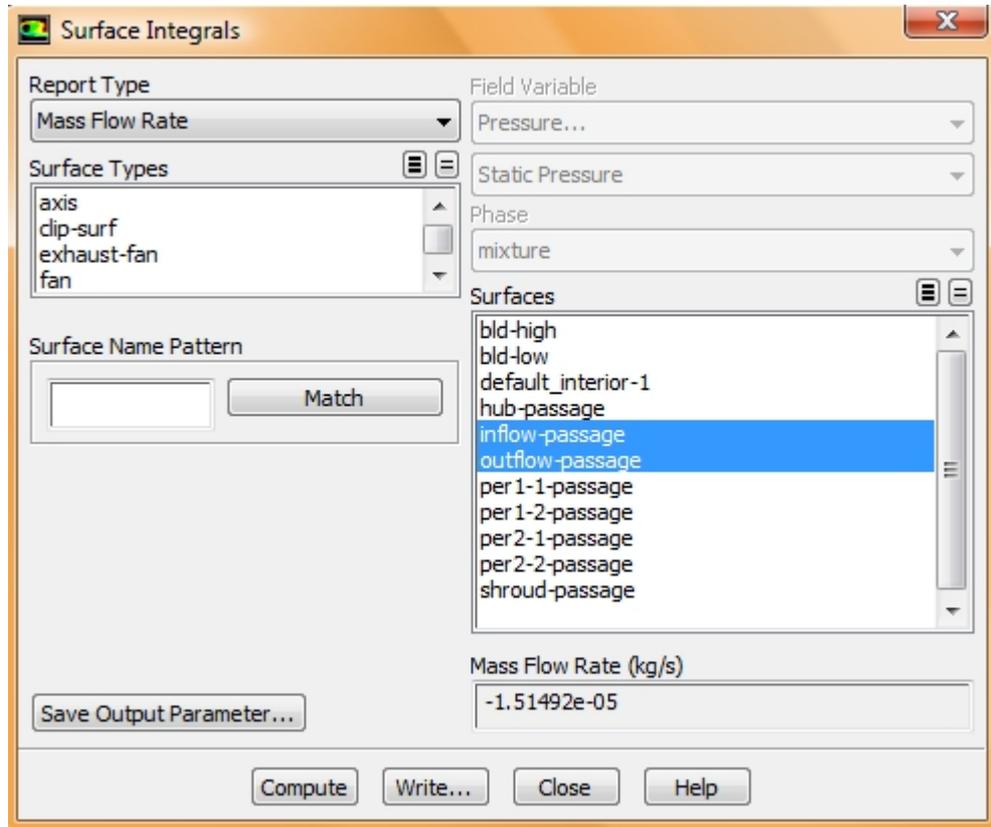


Figura 2.4.27: Risultati: Portata massica all'ingresso e all'uscita della girante

Mass Flow Rate	(kg/s)
inflow-passage	0.007063834
outflow-passage	-0.007078982
Net	-1.514781e-05

Figura 2.4.28: Conferma dell'avvenuta convergenza della simulazione

Inoltre è possibile vedere l'andamento della pressione statica e della velocità lungo il canale palare. La procedura da seguire è la seguente:

1. Cliccare su **Graphics and Animations**, quindi *Contours* e **Set Up** e impostare la finestra come mostrato in figura 2.4.29.

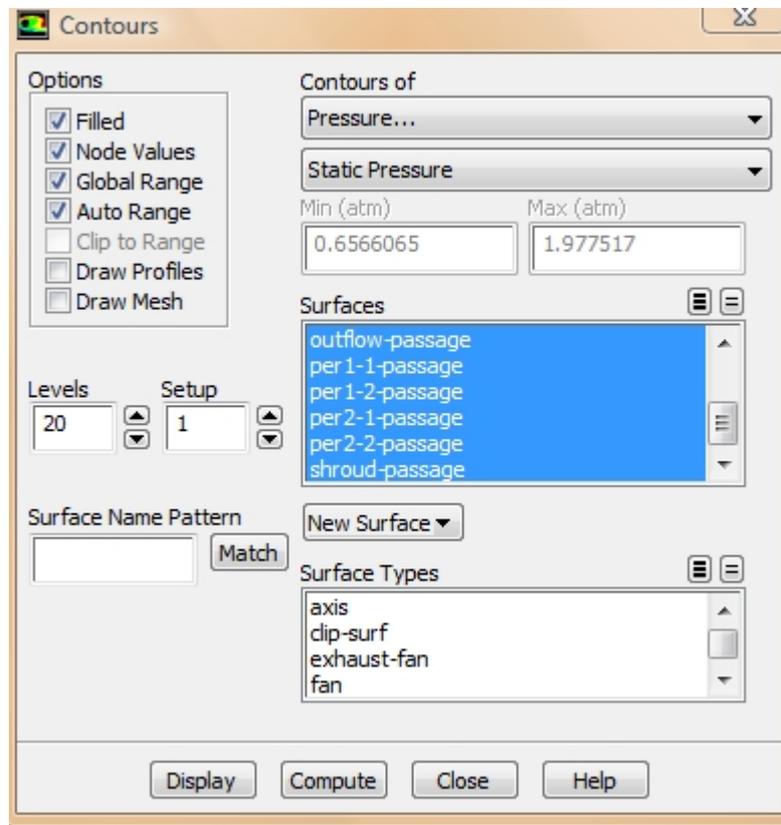


Figura 2.4.29

2. Cliccare **Display**

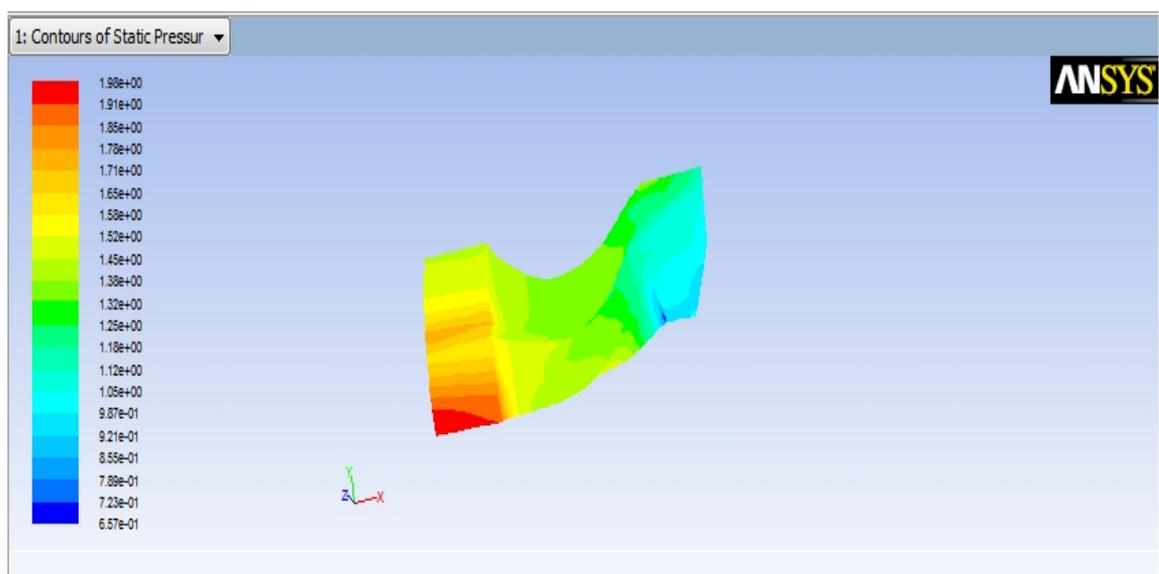


Figura 2.4.30: Pressione Statica

Impostando la finestra come in figura 2.4.31 si ottiene l'andamento della velocità (Figura 2.4.32)

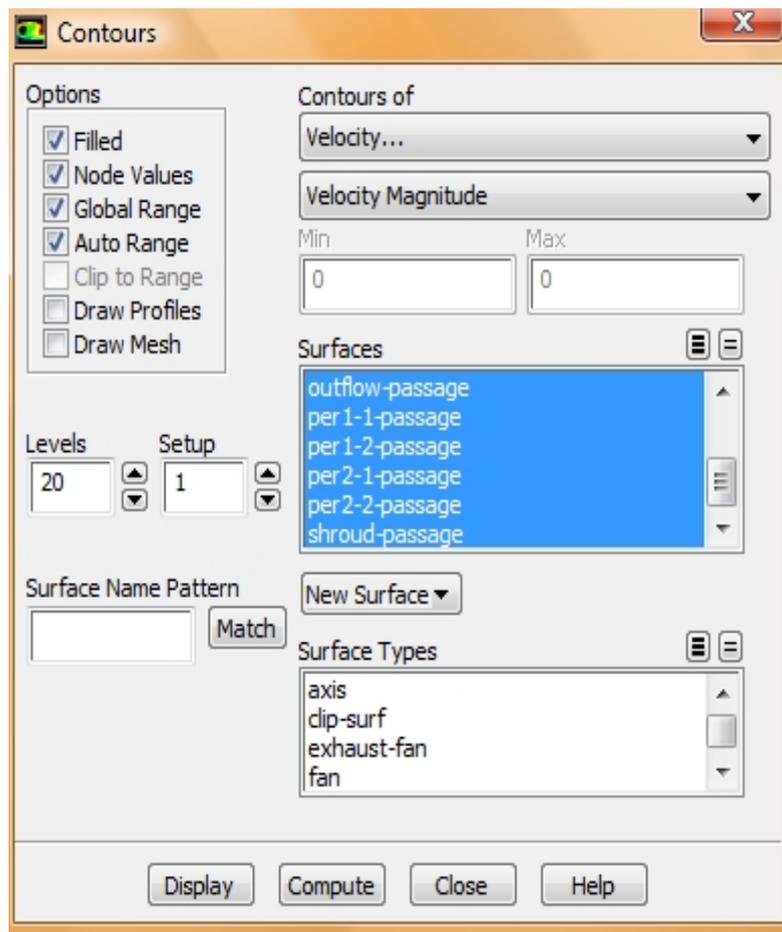


Figura 2.4.31

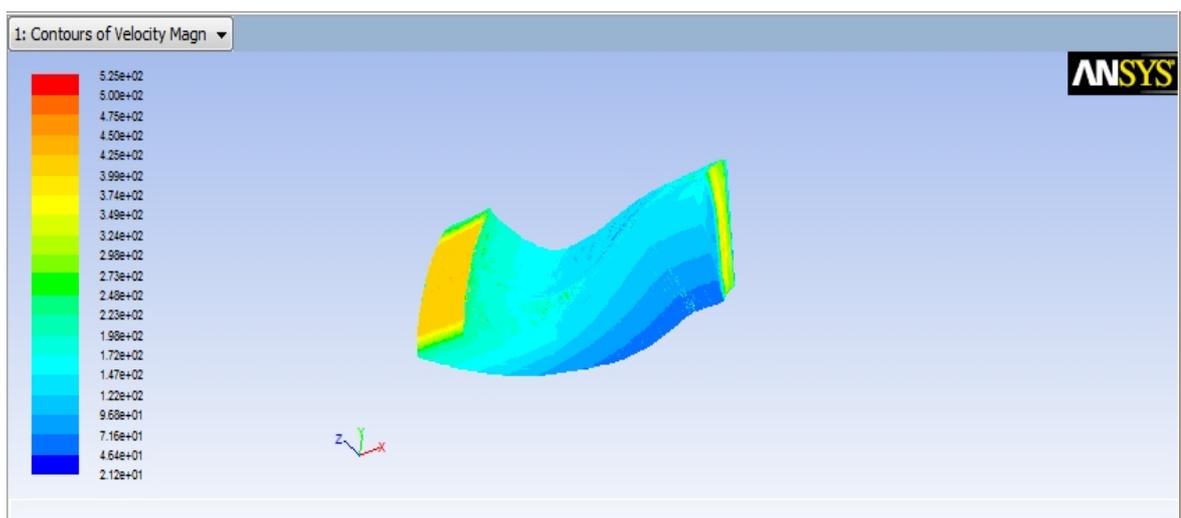
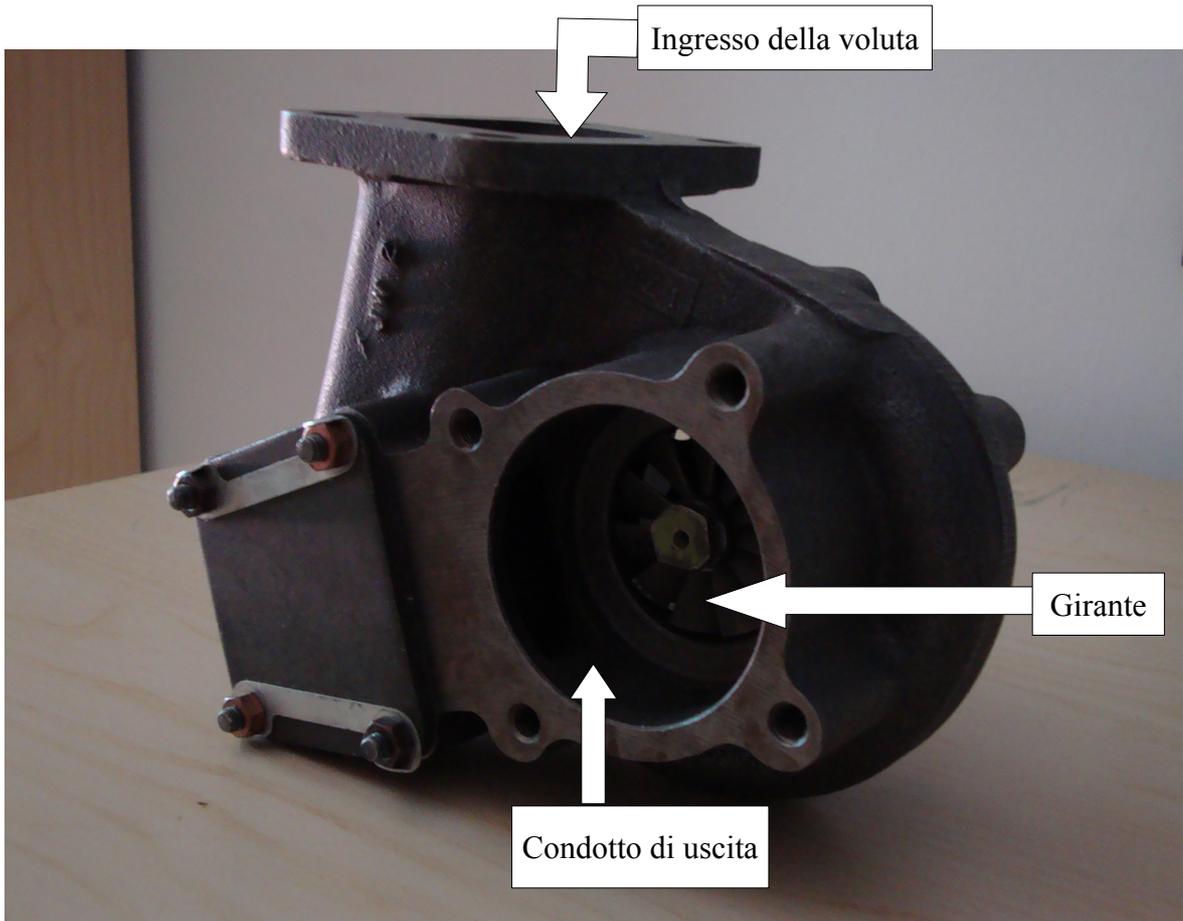


Figura 2.4.32: Velocità assoluta

## Capitolo 3: Miglioramento della geometria e della Mesh

Nel capitolo 2 è stata descritta la simulazione fluidodinamica della girante della turbina avendo utilizzato Turbogrid per la creazione della geometria e della mesh e si è constatato che i risultati della simulazione confermano, seppur con un minimo errore, i valori di portata uscente e di pressione totale all'ingresso della girante, calcolati preliminarmente. Tuttavia il limite di Turbogrid è rappresentato dal fatto che non permette di disegnare l'intera macchina che si compone anche della voluta e presenta, a valle della girante, un condotto di uscita del gas caratterizzato da una sezione costante ma con diametro maggiore di quello della sezione di uscita della girante (Figura 3.1).



*Figura 3.1: La turbina radiale centripeta*

Pertanto si è deciso di disegnare l'intera macchina utilizzando due software CAD: Solid Edge per il disegno della girante e del condotto di uscita e Cfturbo per quello della voluta. Successivamente è stato importato il disegno assemblato della macchina in ambiente Ansys ed è stata realizzata la mesh. L'obiettivo è stato quello di fornire un metodo per impostare una simulazione fluidodinamica completa che permetta di studiare le prestazioni di una turbina radiale nell'interezza dei suoi componenti.

## 3.1 Il disegno dei componenti della turbina

### 3.1.1 Il mozzo della girante

Per il disegno del mozzo della girante si è utilizzato il software Solid Edge. Il mozzo è individuato dalla serie di punti già vista nel capitolo 2 (vedere tabella 'Hub' 2.1.1) che sono riportati di seguito

Hub	X	Y	Z
	-37	0	33
	-37	0	32
	-36,4	0	28,5
	-35,7	0	25,1
	-35,3	0	23,8
	-33,9	0	19,8
	-32,7	0	17,5
	-31	0	15
	-29,7	0	13,8
	-28,1	0	12,6
	-26,5	0	11,6
	-24	0	10,5
	-21,5	0	9,7
	-17	0	8,9
	-14	0	8,5
	-11,5	0	8,3
	-9	0	8,1
	-8	0	8
	-7	0	8
	-6	0	8
	-5	0	8
	-4	0	8
	-3	0	8
	0	0	8

Per inserire i punti in Solid Edge si è usato il tasto *Superfici* > *Curve per punti* > **Curva per punti chiave** (Figura 3.1.1)

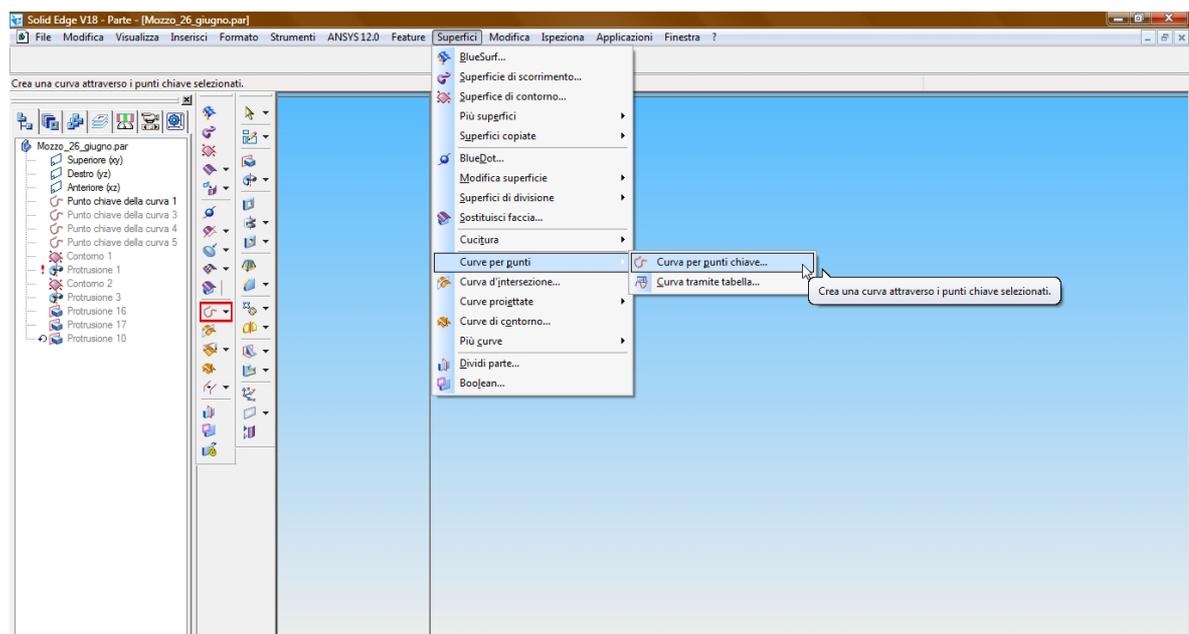
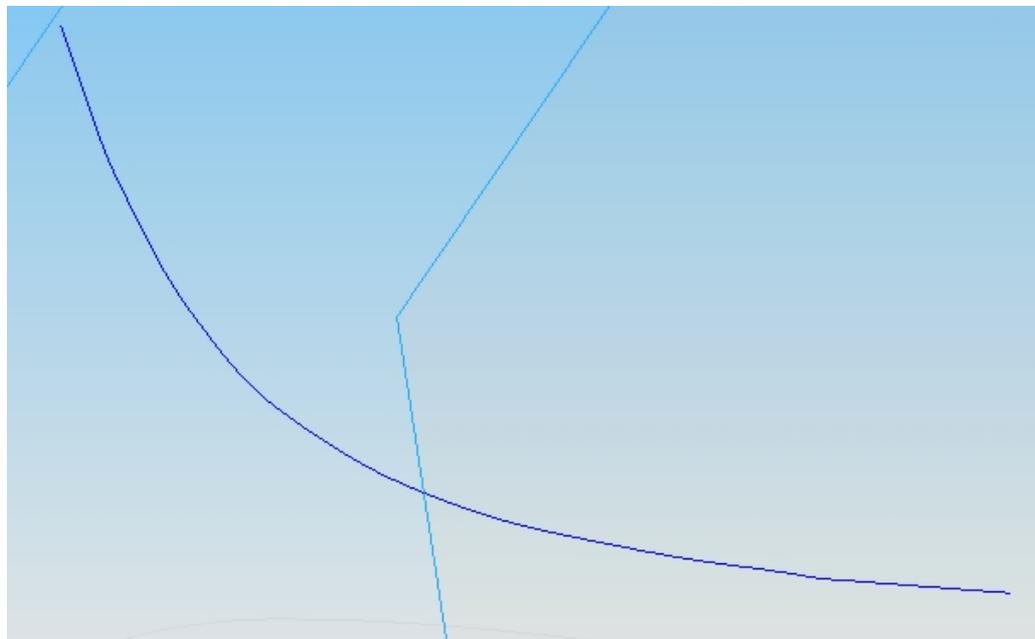


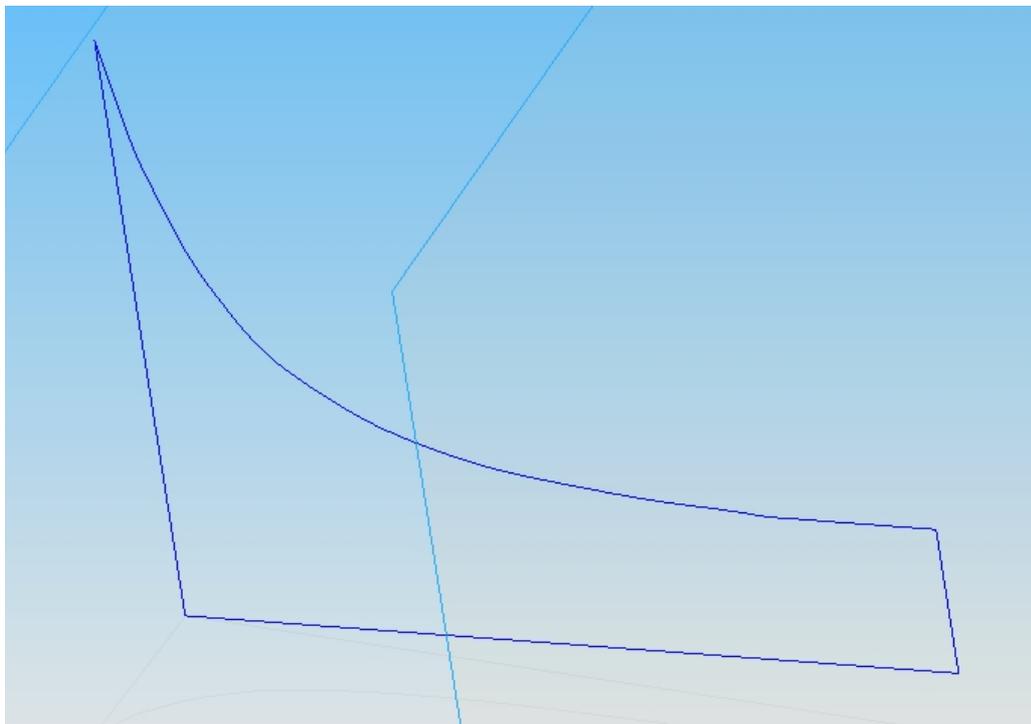
Figura 3.1.1

Questo comando permette di inserire le coordinate dei punti e di collegarli mediante una curva (Figura 3.1.2)



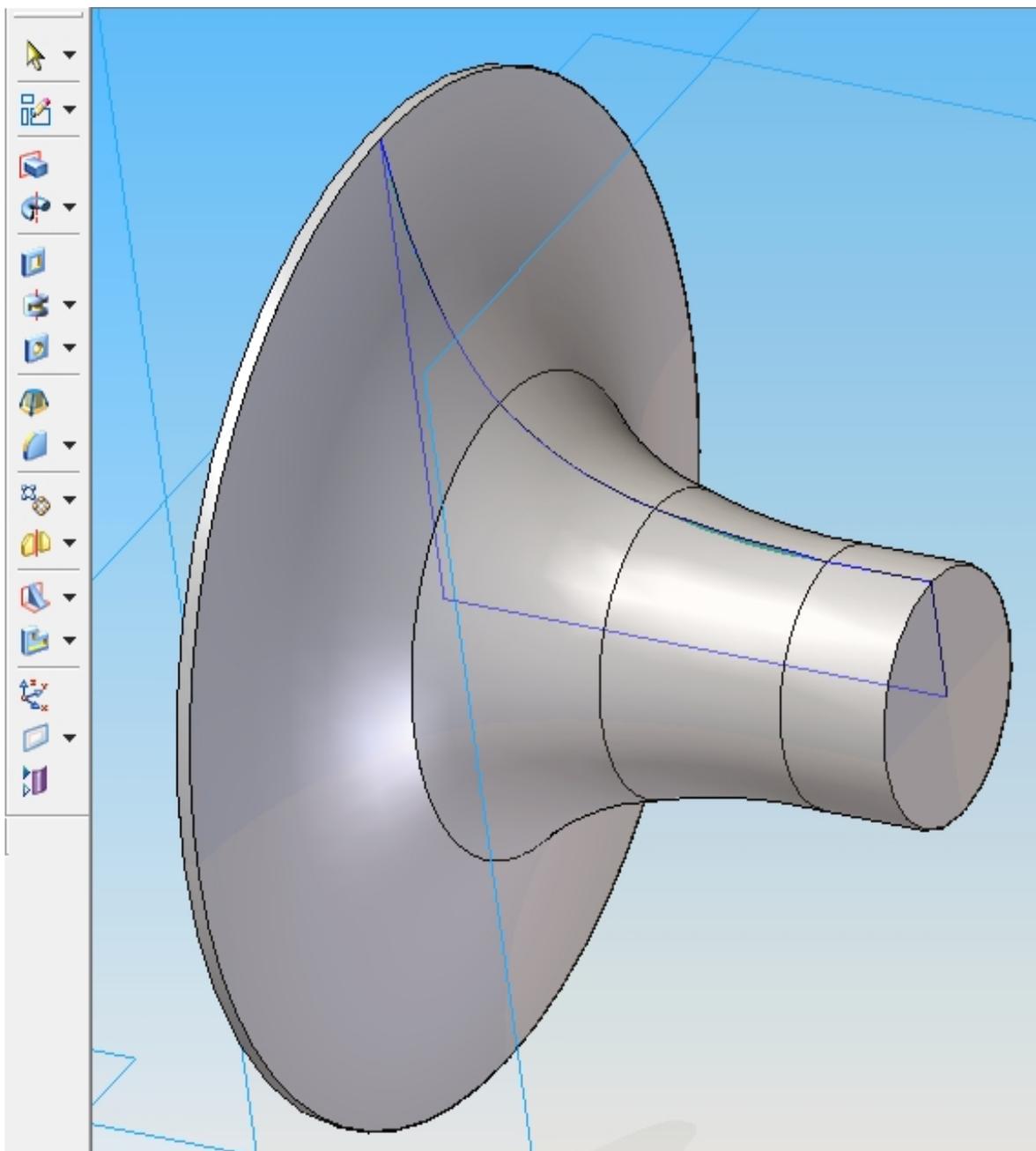
*Figura 3.1.2*

Utilizzando lo stesso procedimento è stata creata una superficie chiusa delimitata da quattro curve che rappresenta la sezione del mozzo (Figura 3.1.3).



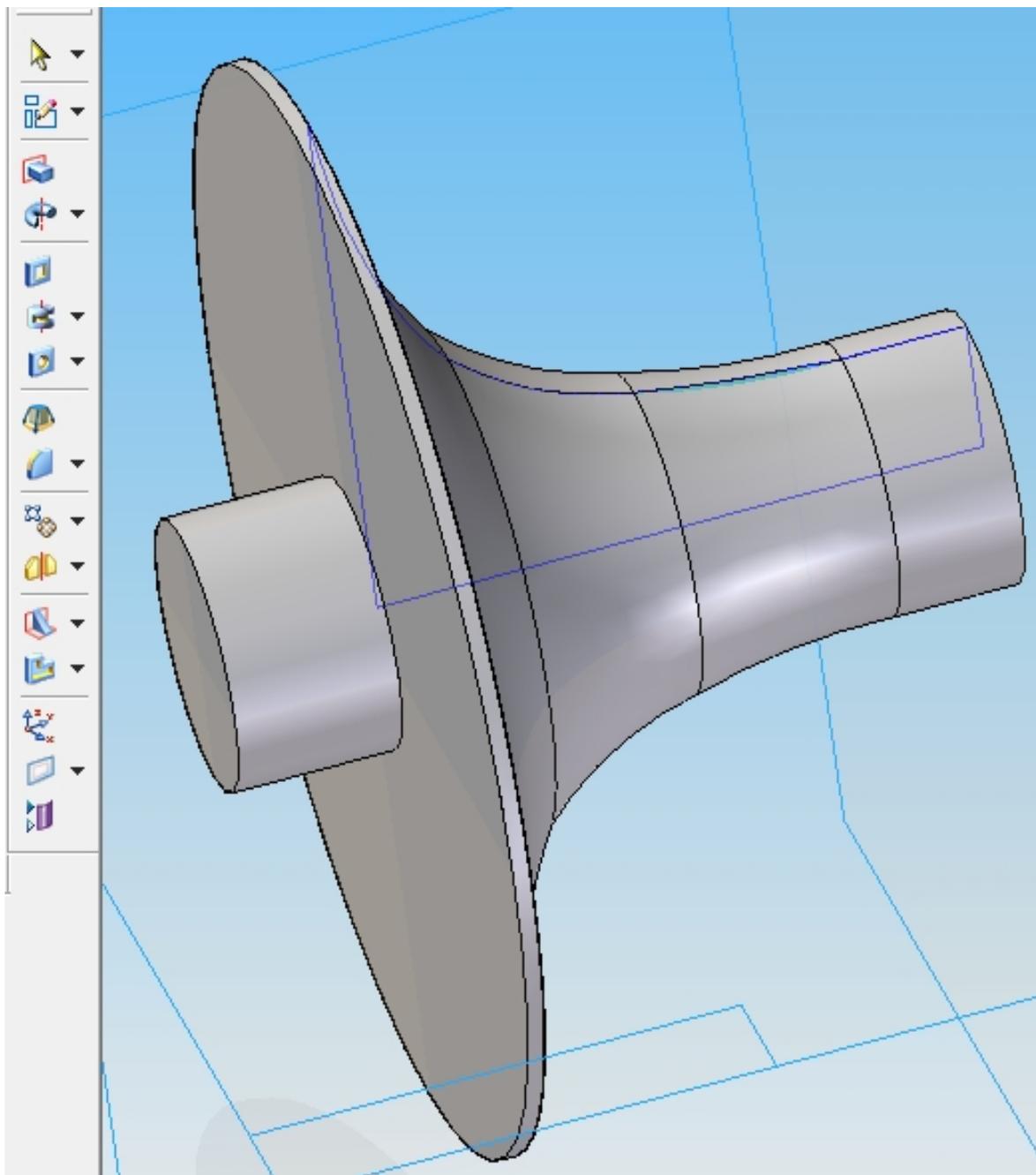
*Figura 3.1.3: La sezione del mozzo della girante*

Utilizzando il comando **Protrusione di rivoluzione**, selezionando le curve del contorno creato e definendo l'asse di rotazione, si è ottenuto il componente (Figura 3.1.4).



*Figura 3.1.4: Il mozzo della girante*

Infine, utilizzando il comando **Protrusione**, è stato disegnato lo spessore posteriore del mozzo e una parte dell'albero della girante (Figura 3.1.5)



*Figura 3.1.5*

### 3.1.2 La pala

Per disegnare la pala, il procedimento è analogo a quello del mozzo; tuttavia per conferire alla pala lo spessore di 1mm è necessario disegnare due superfici: le coordinate dei punti sono sempre quelle già viste nel capitolo 2 (vedere le Tabelle 2.1.3 e 2.1.4), ma in questo caso tali coordinate sono state inserite seguendo un ordine diverso da quello riportato nelle tabelle del capitolo 2:

Pala	x	$\alpha$ [deg]	r	Y	Z	Y 2	Z 2
profilo1	-37	0	32	0,00	32,00	1,00	31,98
	-36,4	0	28,5	0,00	28,50	1,00	28,48
	-35,7	0	25,1	0,00	25,10	1,00	25,08
	-35,3	0	23,8	0,00	23,80	1,00	23,78
	-33,9	0	19,8	0,00	19,80	1,00	19,77
	-32,7	0	17,5	0,00	17,50	1,00	17,47
	-31	0	15	0,00	15,00	1,00	14,97
	-29,7	0	13,8	0,00	13,80	1,00	13,76
	-28,1	0	12,6	0,00	12,60	1,00	12,56
	-26,5	0	11,6	0,00	11,60	1,00	11,56
	-24	0	10,5	0,00	10,50	1,00	10,45
	-21,5	0	9,7	0,00	9,70	1,00	9,65
	-17	3	8,9	0,47	8,89	1,46	8,78
	-14	9	8,5	1,33	8,40	2,31	8,18
-11,5	20	8,3	2,84	7,80	3,75	7,40	
-9	33	8,1	4,41	6,79	5,21	6,20	
Profilo 2	-28	0	32	0,00	32,00	1,00	31,98
	-27,5	0	30	0,00	30,00	1,00	29,98
	-26,5	0	28	0,00	28,00	1,00	27,98
	-25,5	0	26,5	0,00	26,50	1,00	26,48
	-24	0	25	0,00	25,00	1,00	24,98
	-22,8	0	24,2	0,00	24,20	1,00	24,18
	-21,5	0	23,7	0,00	23,70	1,00	23,68
	-17	3	23,1	1,21	23,07	2,21	22,99
	-14	9	23	3,60	22,72	4,58	22,54
	-11,5	20	23	7,86	21,61	8,79	21,25
	-9	33	23	12,52	19,29	13,35	18,73

Inserite le coordinate, si crea una superficie chiusa delimitata da quattro curve, come per il mozzo (Figura 3.1.6 e 3.1.7)

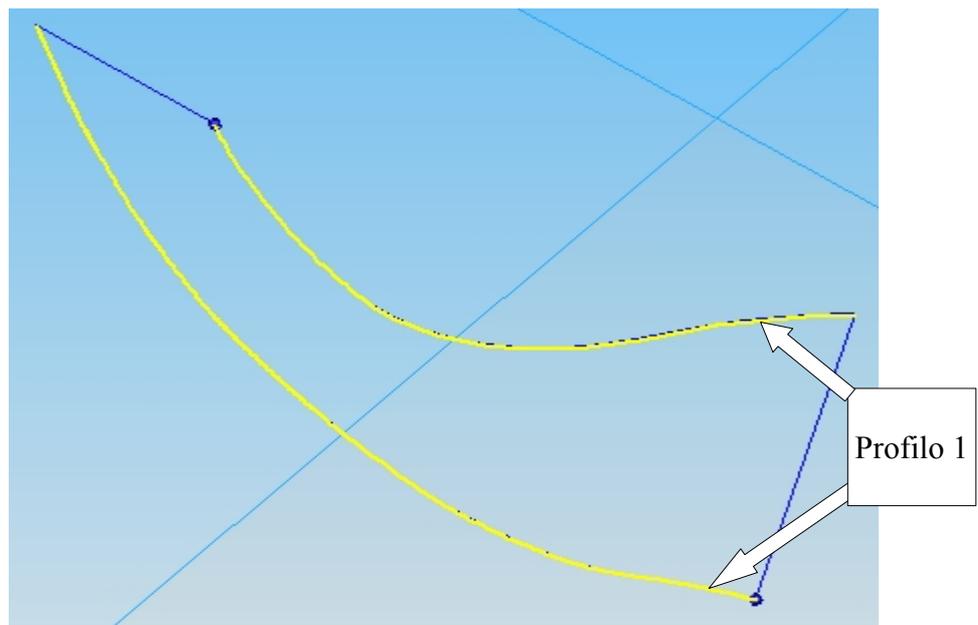


Figura 3.1.6

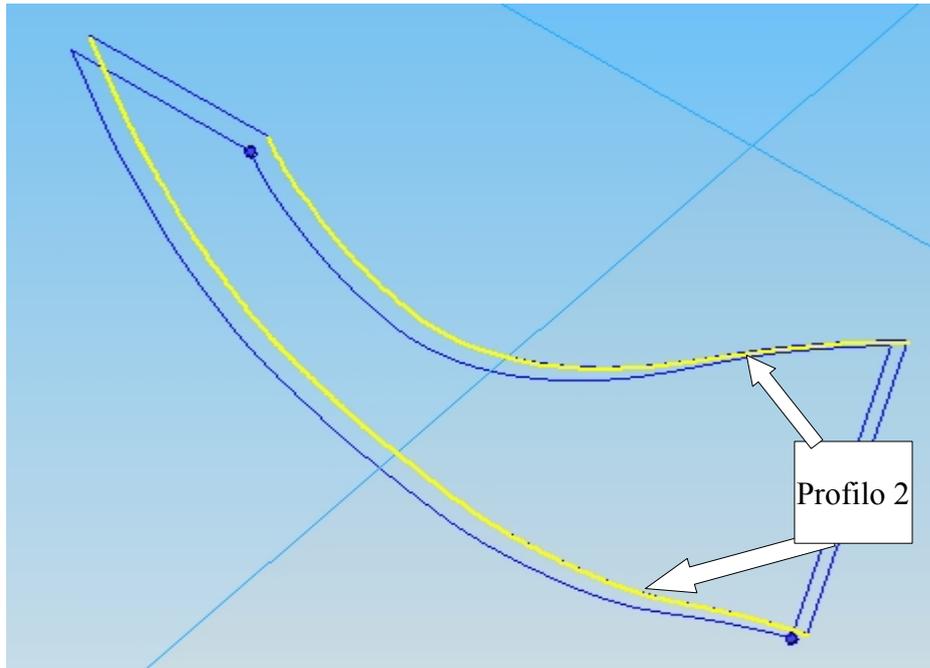


Figura3.1.8

Utilizzando il tasto **Contorno** si evidenzia la superficie delimitata dalle curve create (Figura 3.1.8 e 3.1.9)

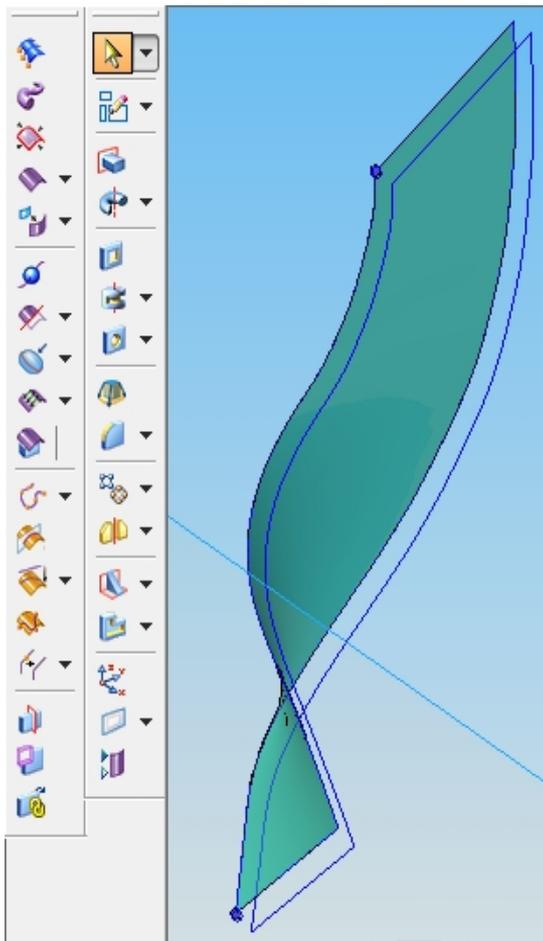


Figura 3.1.8

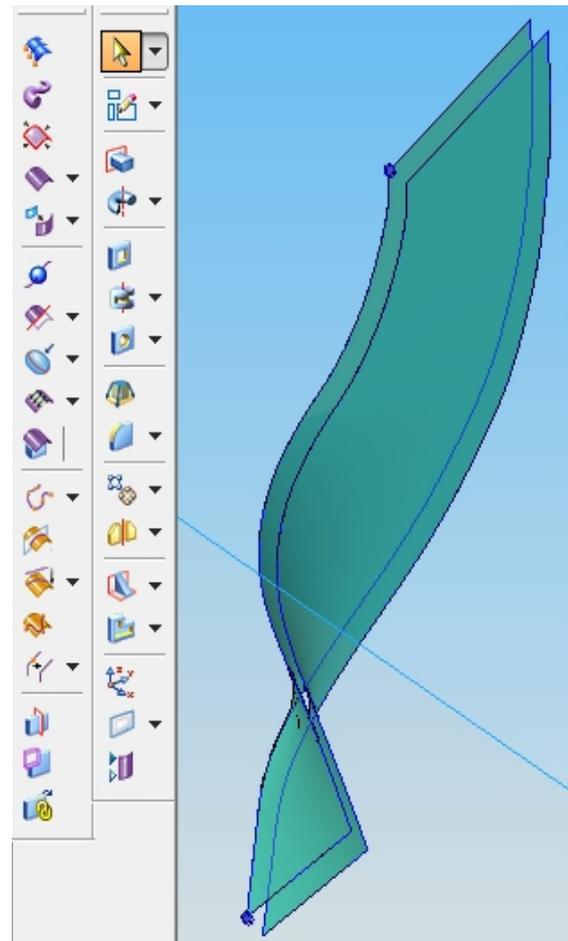
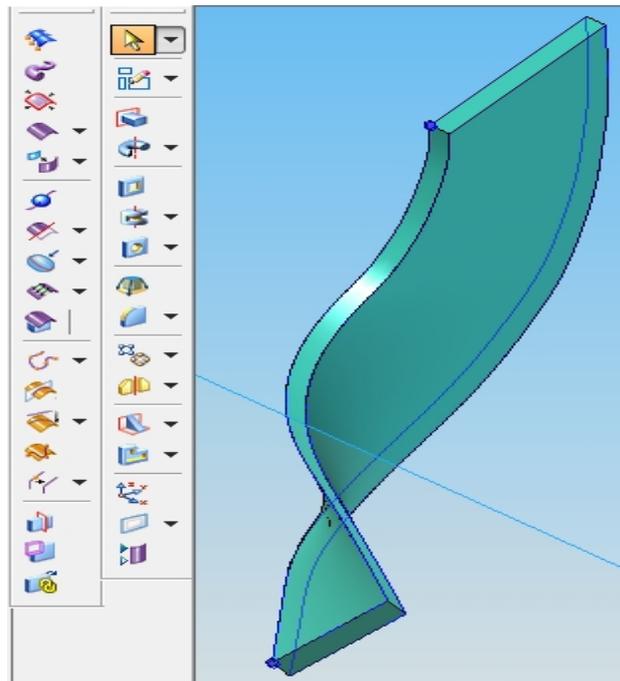


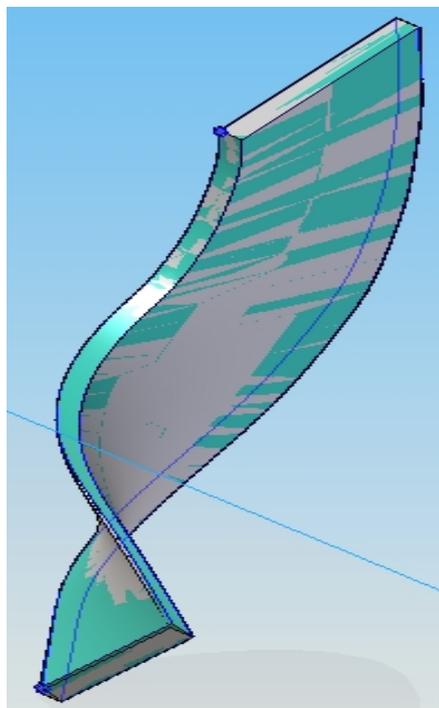
Figura 3.1.9

Con il tasto **Blue Surf** si crea una superficie che collega i due contorni creati (Figura 3.1.10)



*Figura 3.1.10*

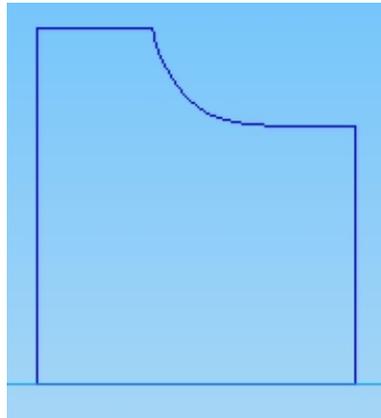
Infine, con il tasto **Protrusione di scorrimento** si crea la pala (la protrusione di scorrimento trasforma la pala in un volume solido e non più in una superficie) (Figura 3.1.11)



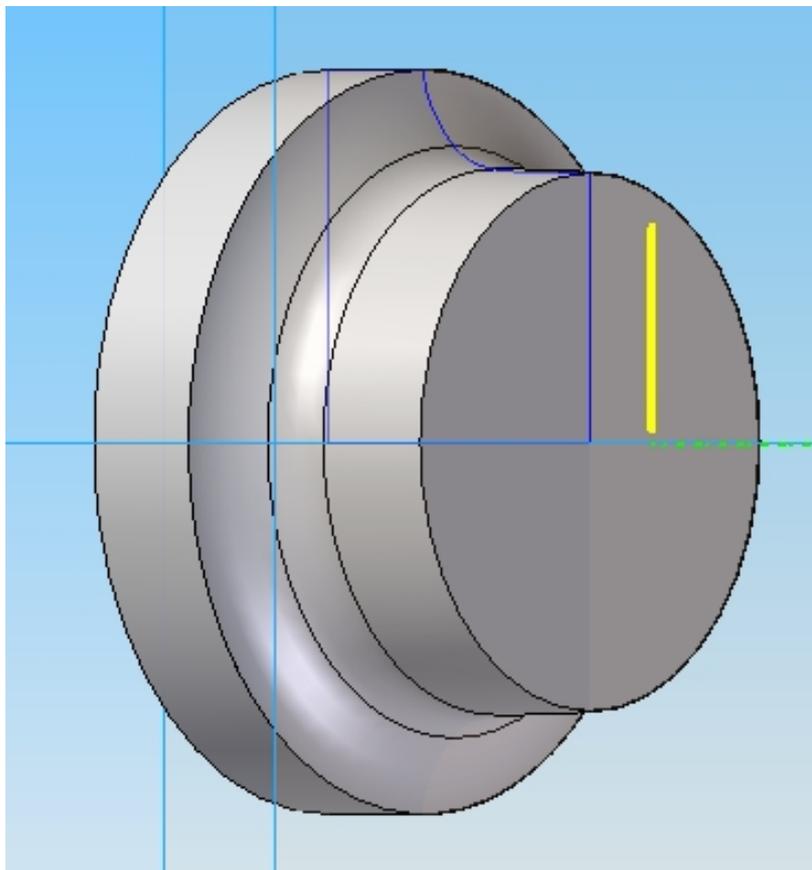
*Figura 3.1.11: Disegno definitivo della pala*

### 3.1.3 La carcassa

Per realizzare la simulazione fluidodinamica è necessario disegnare anche il volume che racchiude la girante. Per disegnare questo volume si è proceduto come per il mozzo: sono state inserite in Solid Edge le coordinate dei punti che individuano la curva 'hub', incrementando tutti i valori di 0,5 mm per lasciare un po' di gioco con le pale. Quindi è stata creata la superficie chiusa che rappresenta la sezione del volume e infine col comando **Protrusione di rivoluzione** è stato generato il solido (Figure 3.1.12 e 3.1.13)



*Figura 3.1.12: Sezione della carcassa della girante*



*Figura 3.1.13: Carcassa della girante*

### 3.1.4 Il condotto di uscita

Il condotto di uscita è un volume cilindrico: con il tasto **Protrusione** è stata disegnata una circonferenza di diametro pari a quello della sezione del condotto (64 mm) e quindi è stato generato il volume corrispondente che ha un'estensione di 32 mm (Figura 3.1.14 e 3.1.15)

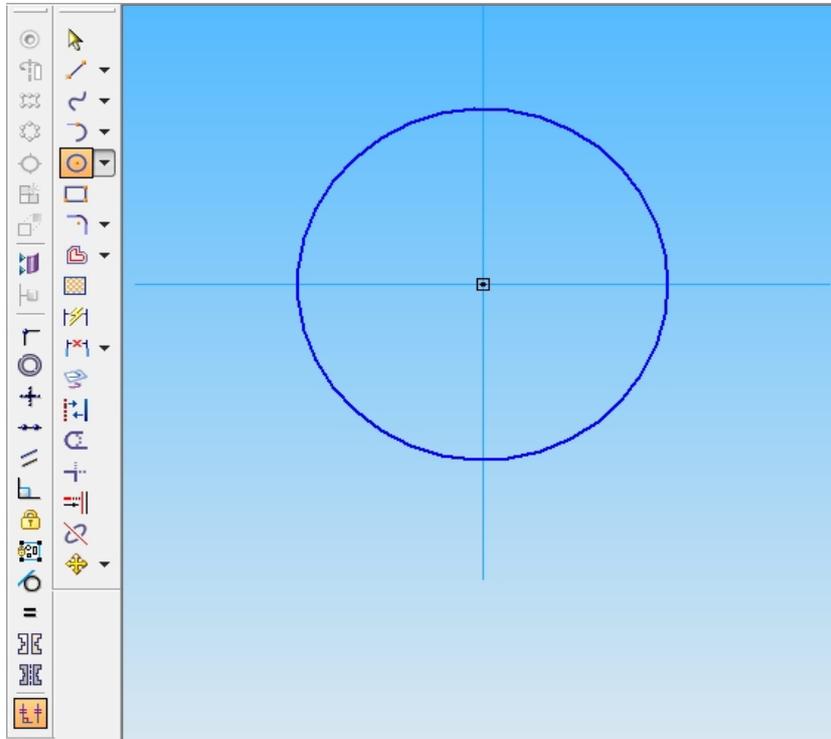


Figura 3.1.14: Sezione del condotto di uscita

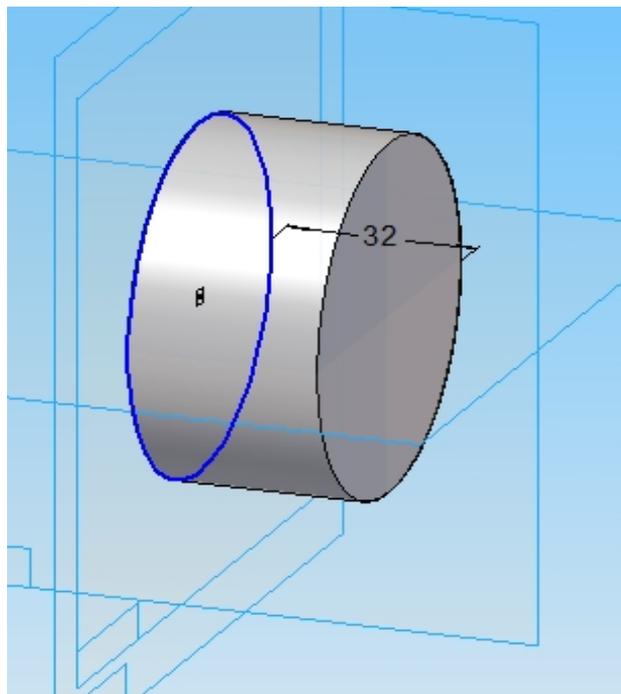


Figura 3.1.15: Condotto di uscita

### 3.1.5 La voluta

Per il disegno della voluta si è scelto di utilizzare il software Cfturbo che permette di rappresentare la voluta in modo preciso, inserendo i parametri geometrici fondamentali. In figura 3.1.16 è mostrata l'interfaccia del software che permette di disegnare i componenti di diverse turbomacchine

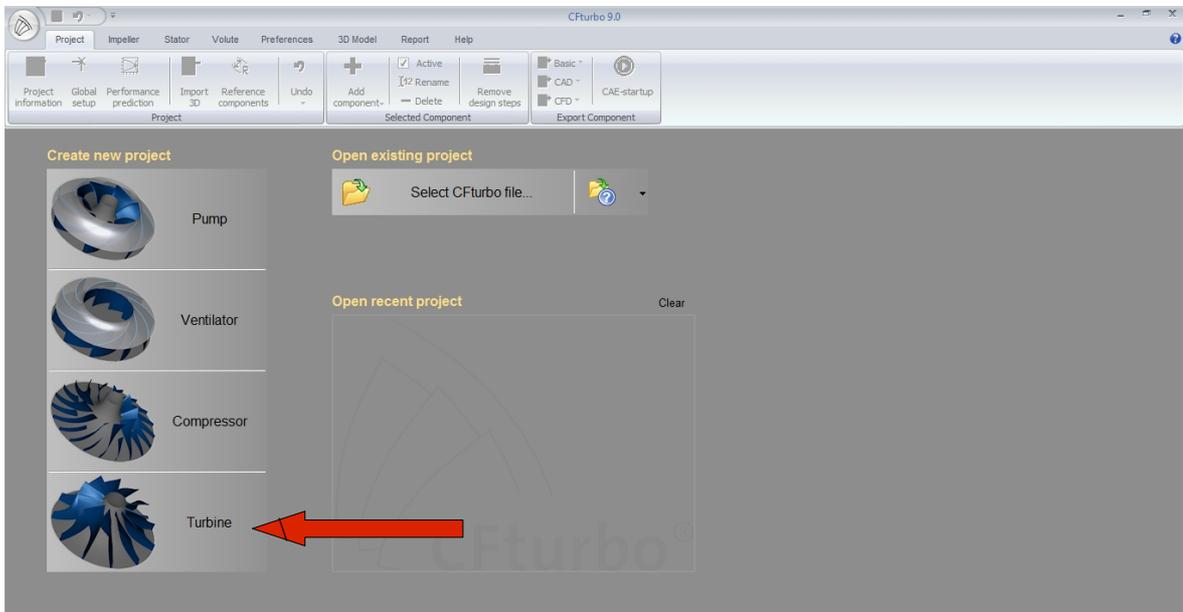


Figura 3.1.16: Interfaccia iniziale del software Cfturbo

Cliccando sull'icona della turbina, si accede all'interfaccia (Figura 3.1.17) per disegnare i componenti della turbina

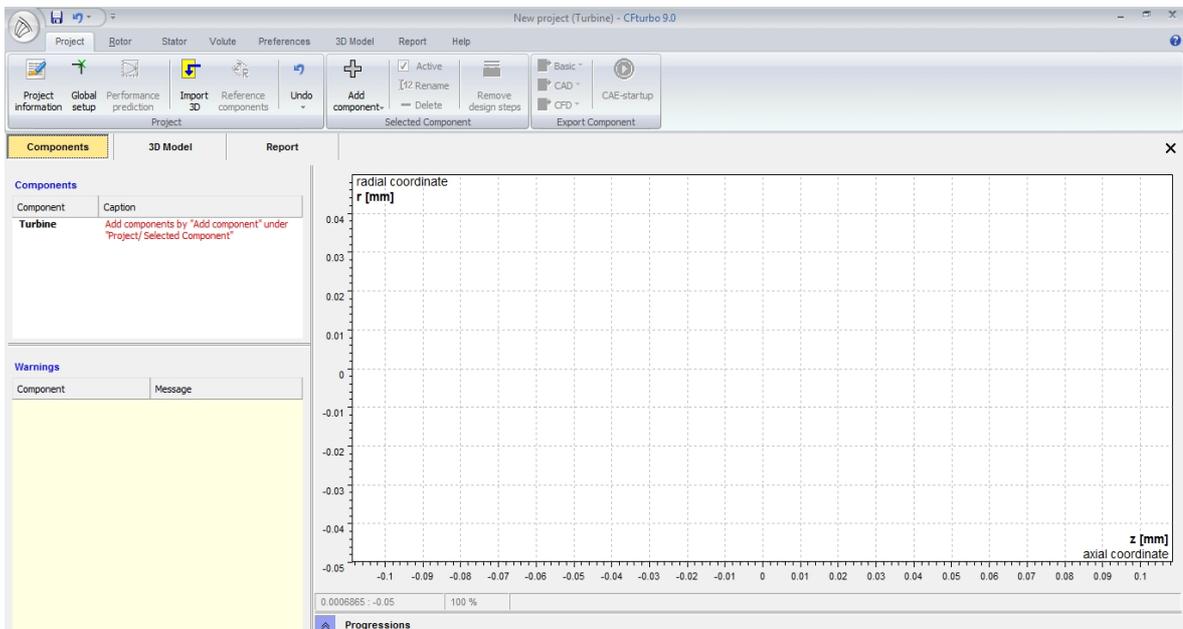


Figura 3.1.17: Interfaccia del software per il disegno della turbina

Bisogna cliccare sull'icona *Add components* > **New Volute** (Figura 3.1.18)

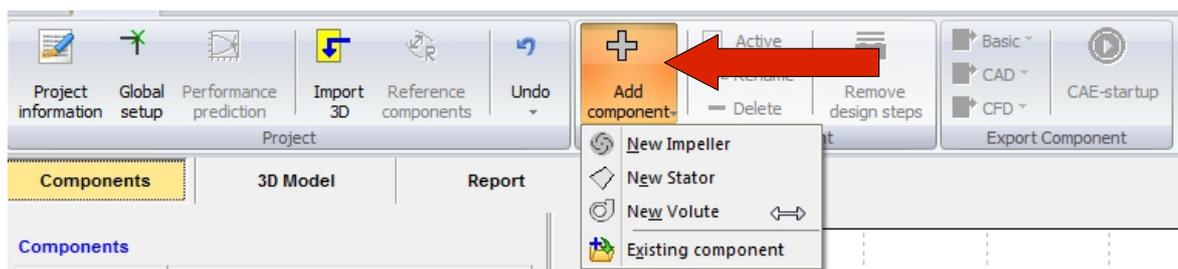


Figura 3.1.18

Nel *wiewer* compare il blocco che conferma la selezione della voluta e, in alto a sinistra nella barra dei componenti, cliccando sull'icona **Volute**, è possibile definire la geometria della voluta (Figura 3.1.19 e 3.1.20)

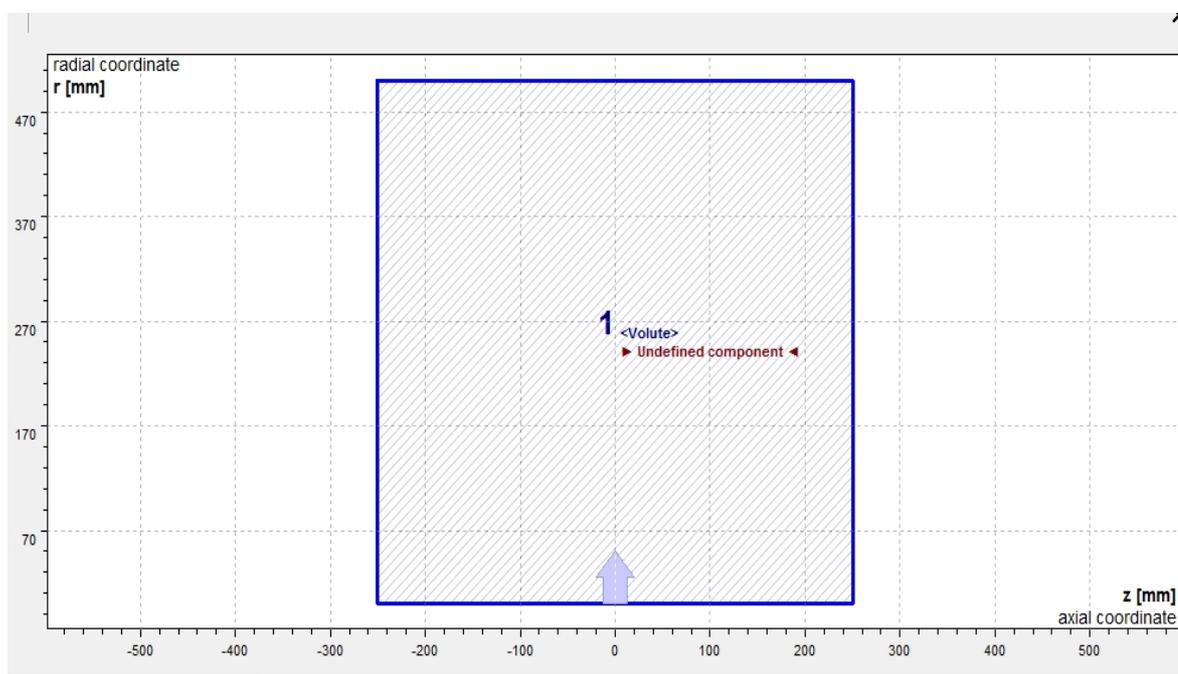


Figura 3.1.19

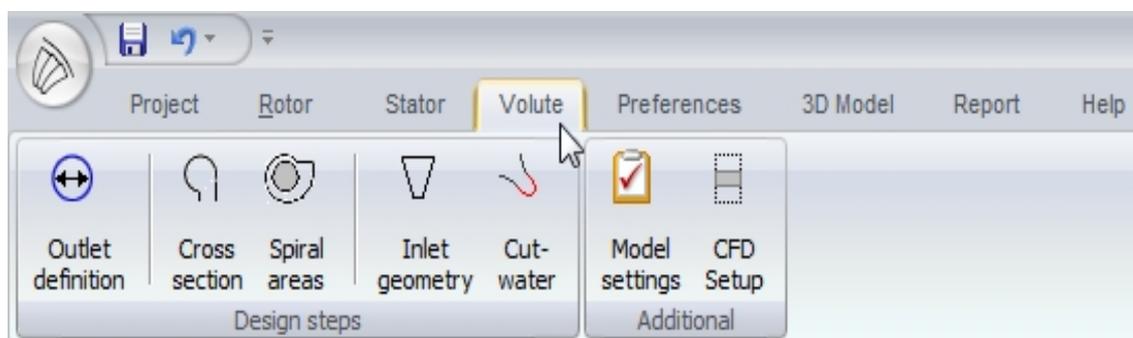


Figura 3.1.20: Barra dei componenti

Cliccando sull'icona **Outlet definition** > **Center line** è possibile definire le dimensioni della voluta in termini di diametro interno e larghezza (Figura 3.1.21)

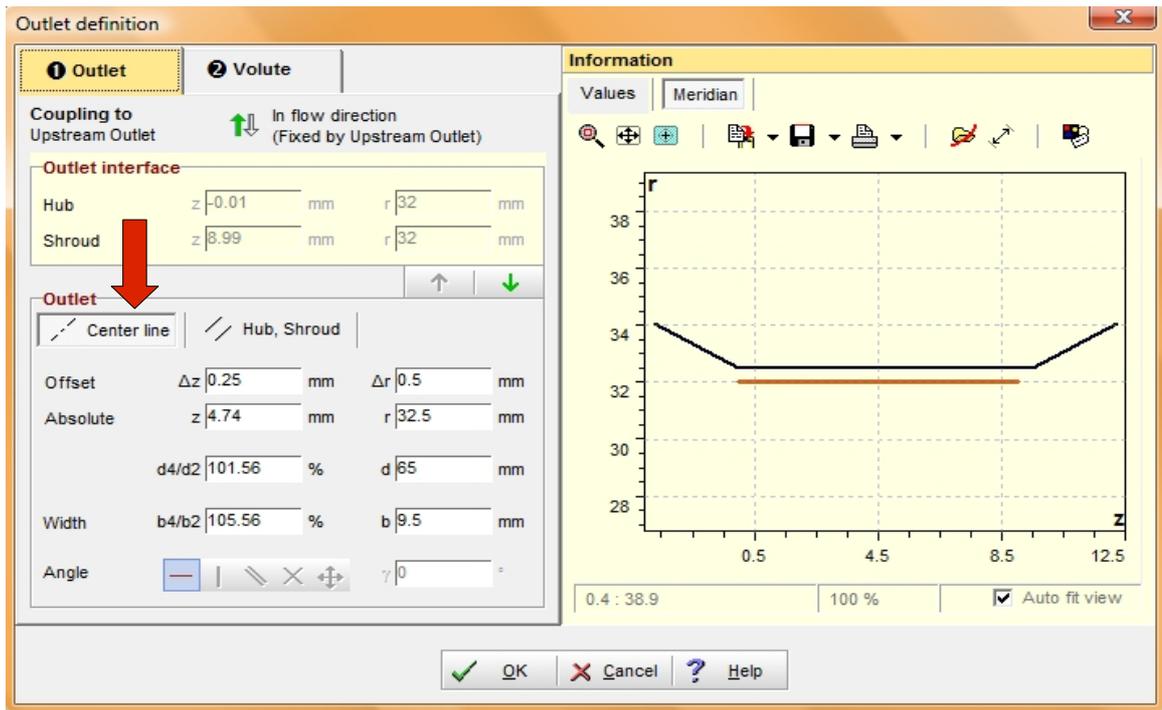


Figura 3.1.21

Cliccando sull'icona **Outlet definition** > **Hub, Shroud** è possibile definire le modalità con le quali la voluta deve essere riferita rispetto alla pala della girante (Figura 3.1.22)

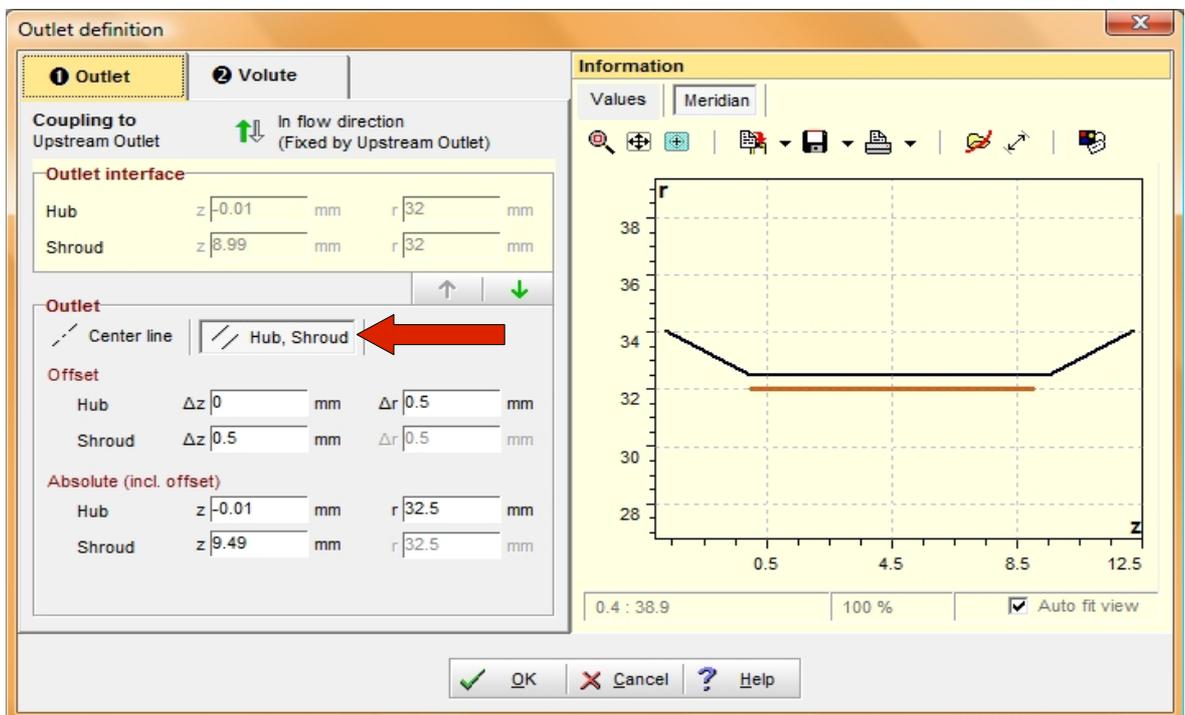


Figura 3.1.22

Cliccando sull'icona **Outlet definition** > **Volute** è possibile inserire i valori dell'efficienza volumetrica e del fattore di flusso (se non sono noti, si inseriscono dei valori di tentativo) (Figura 3.1.23)

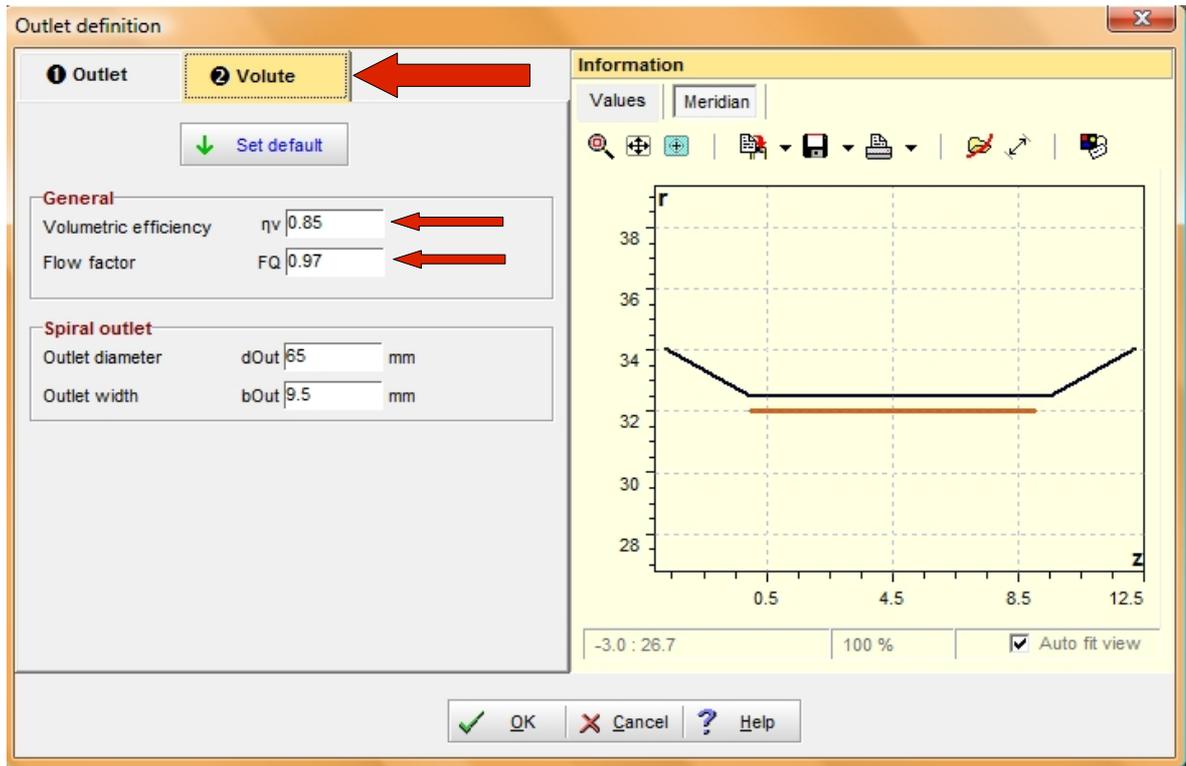


Figura 3.1.23

Ritornando alla barra dei componenti, cliccando sull'icona **Cross section**, è possibile definire la forma della sezione della voluta (in questo caso circolare) (Figura 3.1.24)

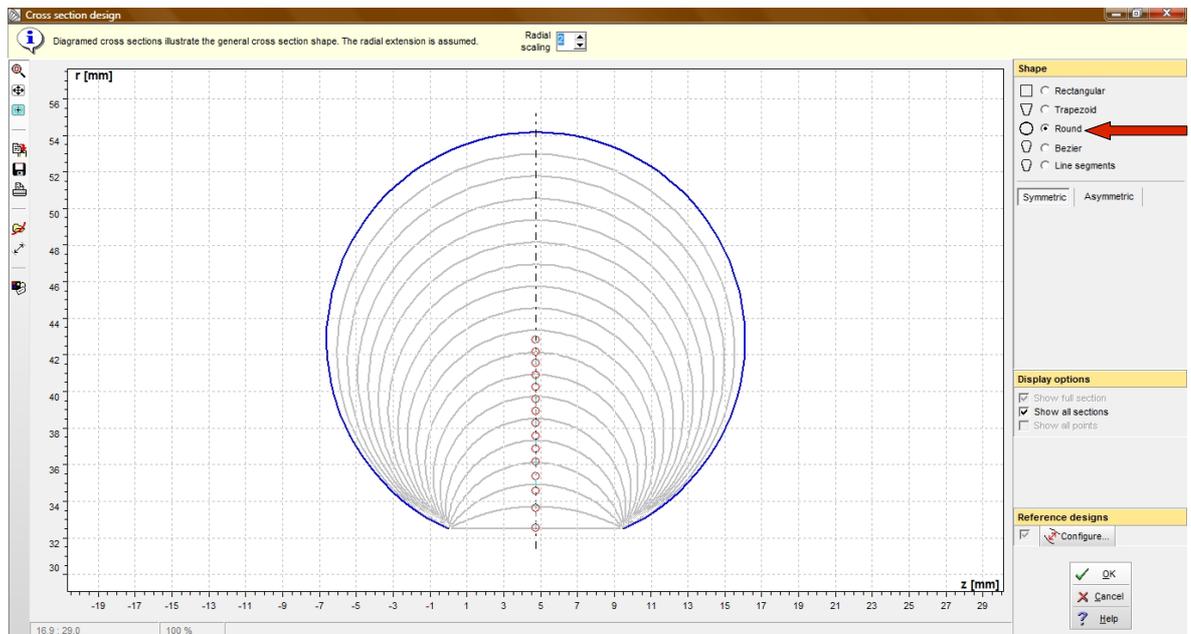


Figura 3.1.24

Nella barra dei componenti, cliccando sull'icona **Spiral areas**, si definisce l'andamento della sezione della voluta: in questo caso, si è impostato il valore dell'area di imbocco ed è stato definito un andamento lineare della sezione (Figura 3.1.25)

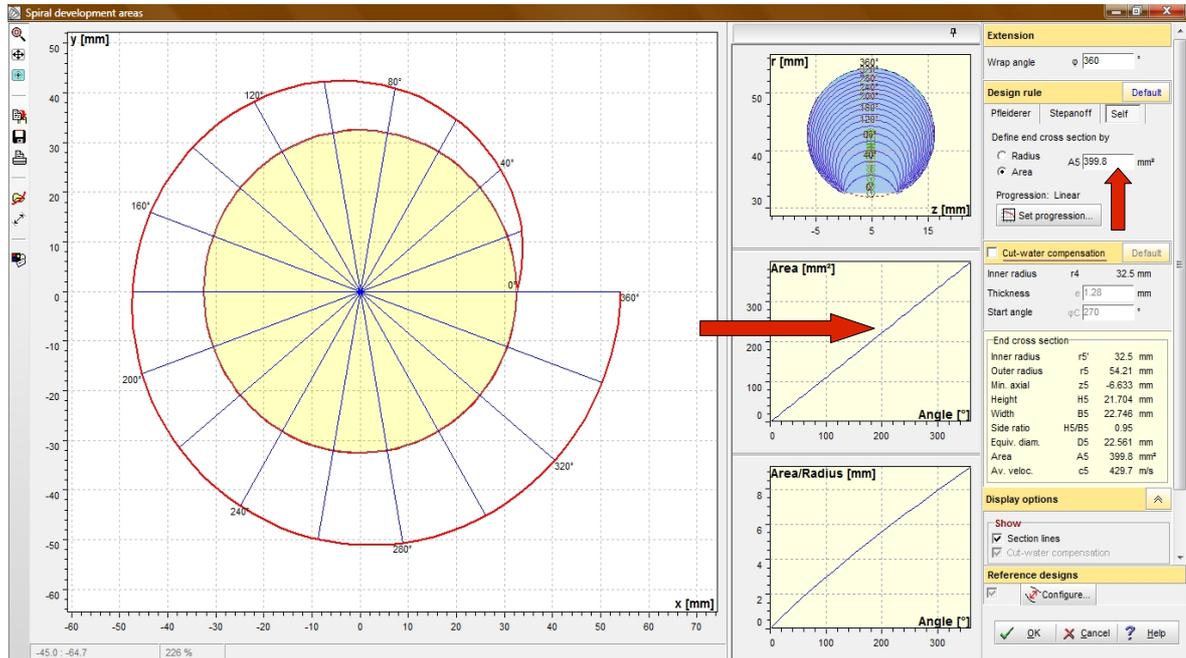


Figura 3.1.25

Nella barra dei componenti, cliccando sull'icona **Inlet geometry**, si definisce il diametro del condotto di ingresso nella voluta (nel mio caso 24,2 mm) (Figura 3.1.26)

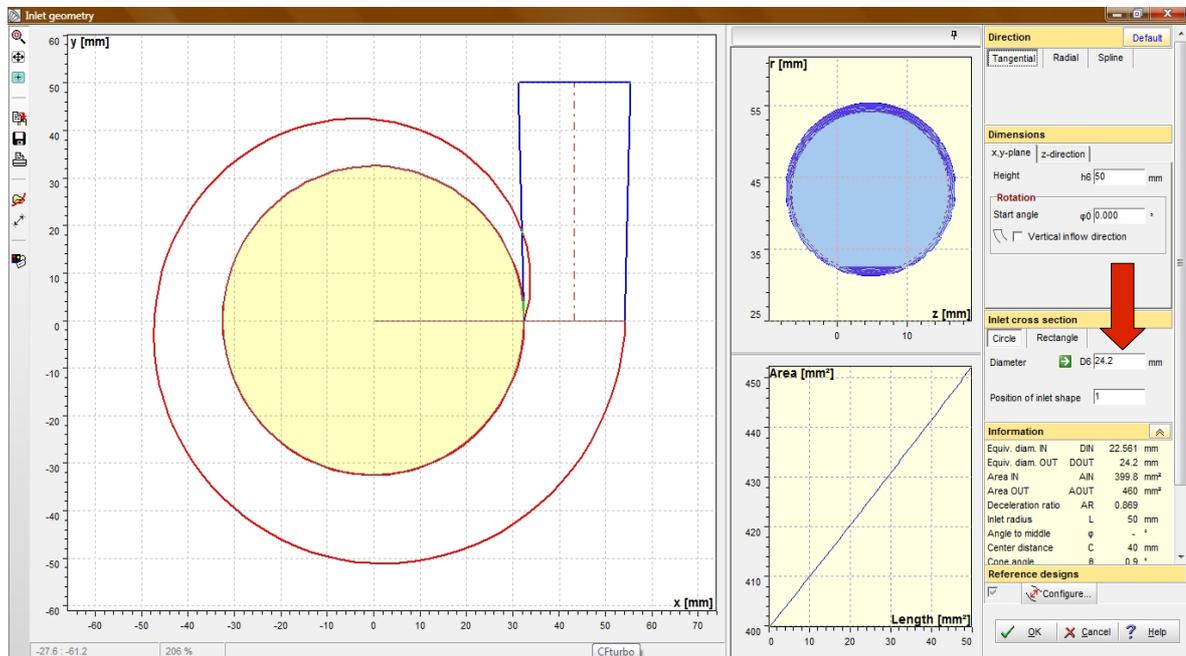


Figura 3.1.26

Infine, cliccando nella barra dei componenti sull'icona **Cut-water**, si definisce la posizione angolare della lingua della voluta (nel mio caso 38,2°) (Figura 3.1.27)

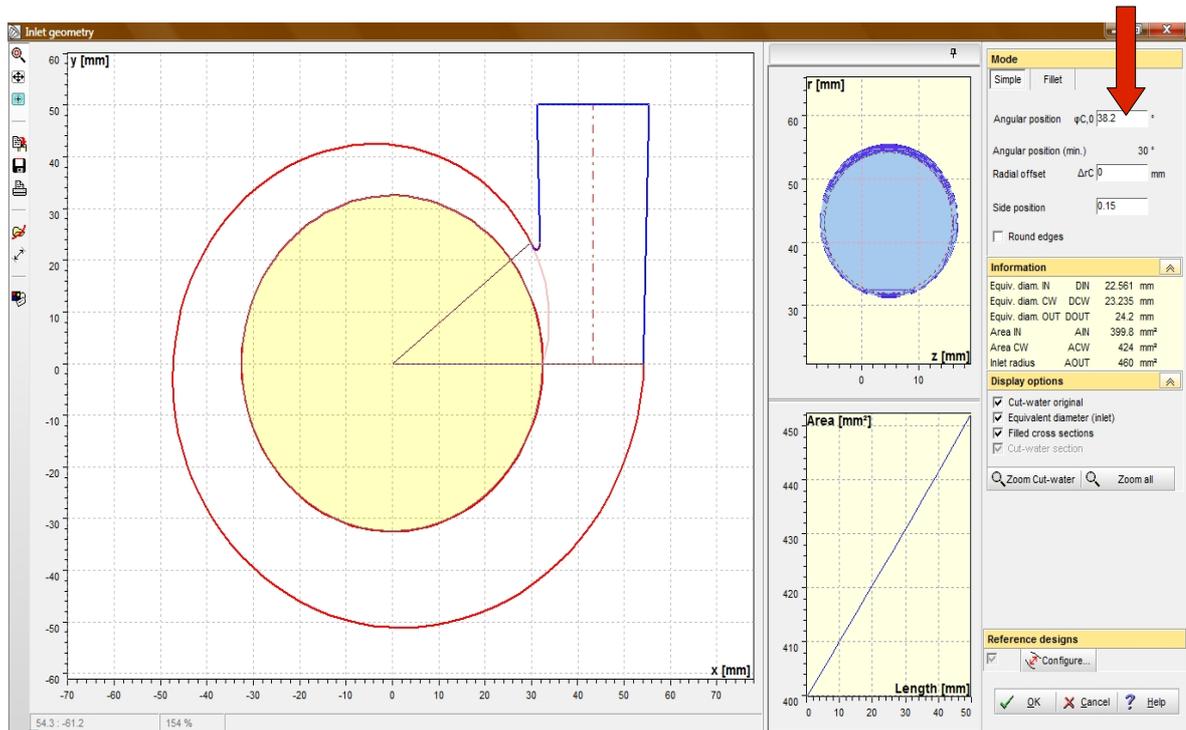


Figura 3.1.27

In questo modo la voluta è completamente definita: nel *wiewer* compare la sezione della voluta e cliccando sul tasto **3D Model** è possibile vedere il disegno tridimensionale della voluta (Figura 3.1.28 e 3.1.29)

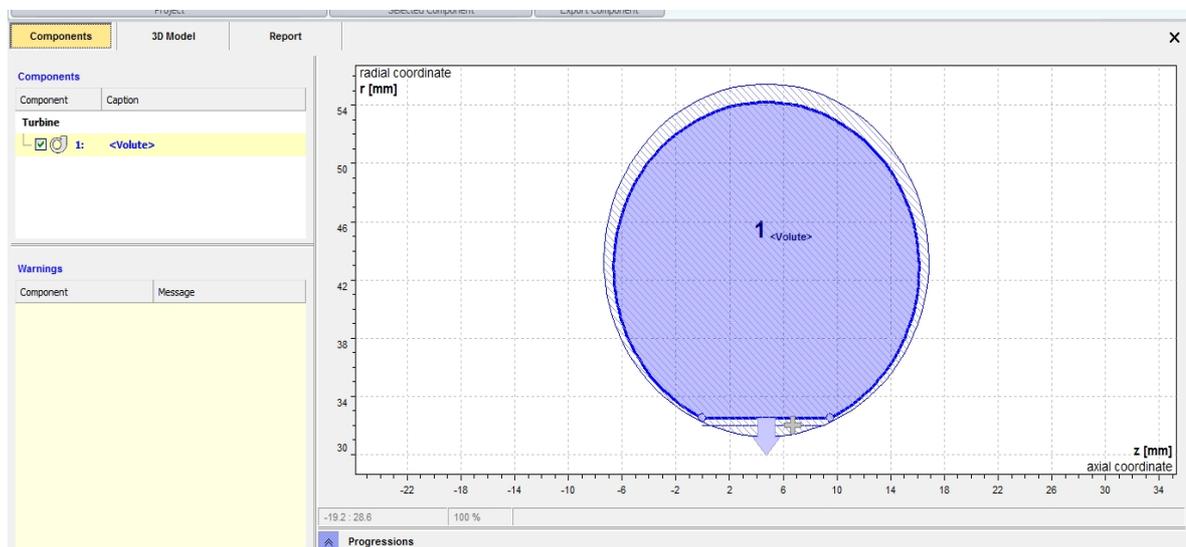
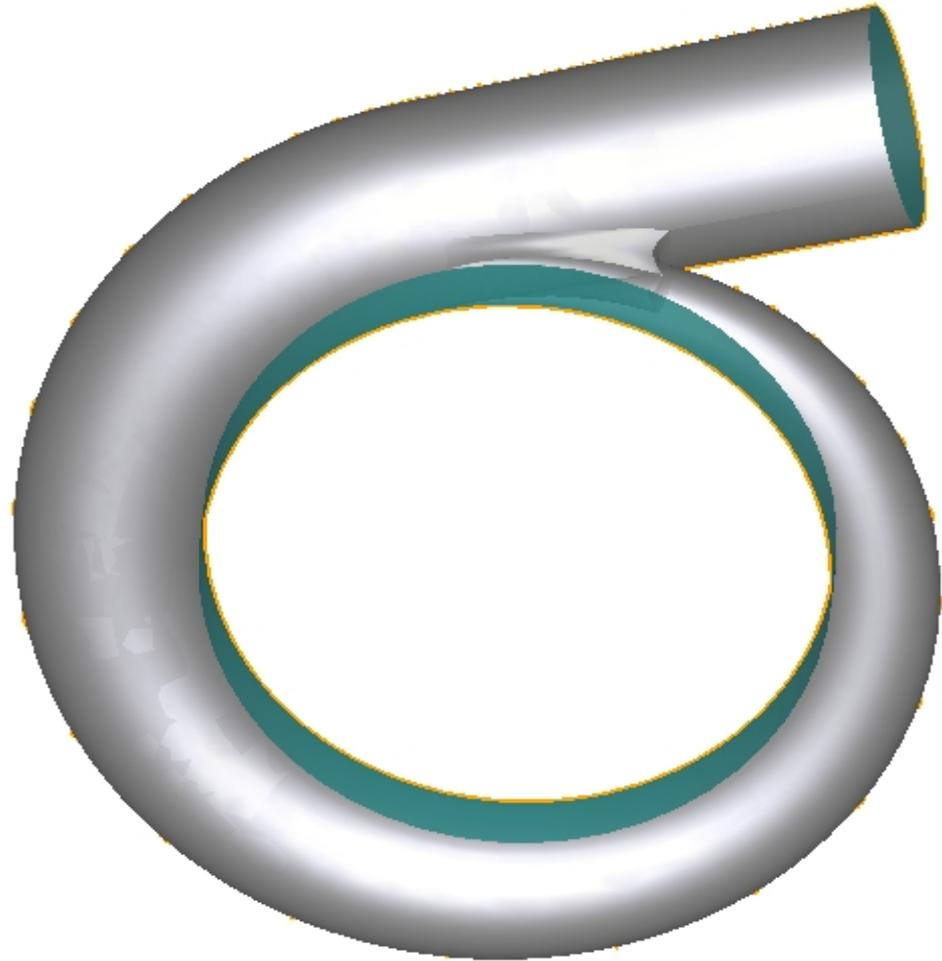
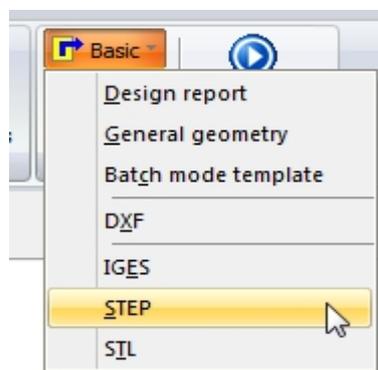


Figura 3.1.28: Sezione della voluta



*Figura 3.1.29: Voluta*

Questo disegno viene salvato in formato STEP (file con estensione .stp) (cliccando *Basic > Step* (Figura 3.1.30 ) ): questo è un formato generico che può essere letto da tutti i software CAD. Infatti il passo successivo è stato quello di importare il file in Solid Edge e salvarlo in formato PARTE (file con estensione .par): questo è il formato dei disegni degli altri componenti della turbina realizzati con Solid Edge. Avendo tutti i disegni dei componenti salvati nello stesso formato, è possibile realizzare l'assemblaggio.



*Figura 3.1.30: Salvataggio del disegno in formato STEP*

## 3.2 L'assemblaggio dei componenti della turbina

Per assemblare i componenti è necessario aprire la modalità assemblaggio di Solid Edge. Cliccando sull'icona **Libreria parti** è possibile visualizzare i disegni di tutti i componenti: cliccando due volte sul file a cui corrisponde il disegno del mozzo, si visualizza il componente nella schermata generale (figura 3.2.1).

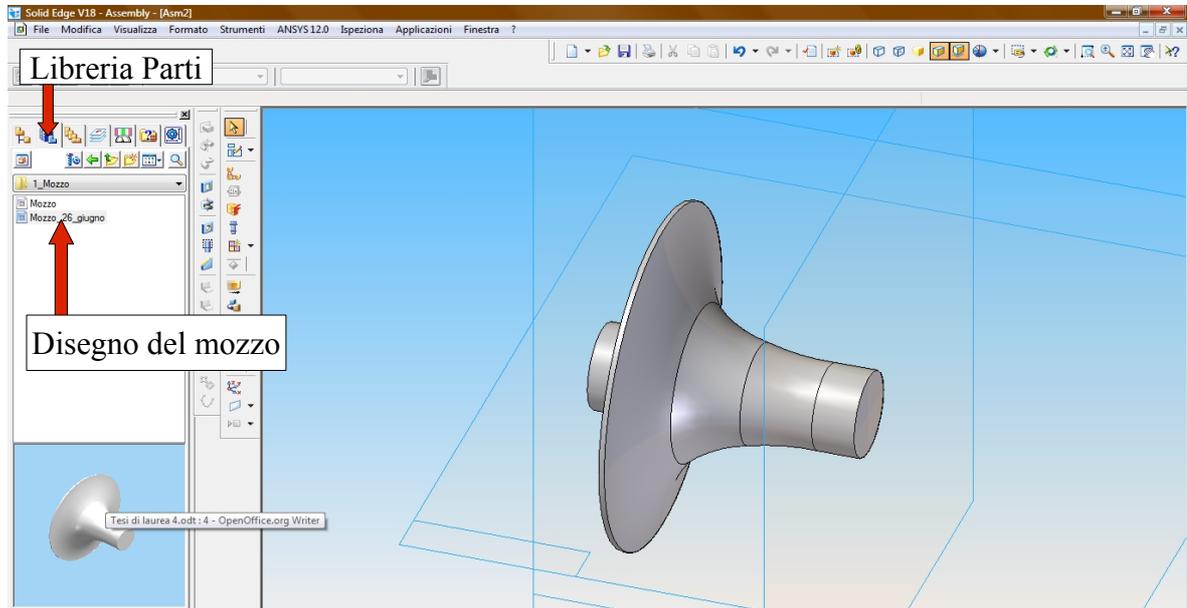


Figura 3.2.1: Interfaccia di assemblaggio di Solid Edge

La stessa procedura va ripetuta per gli altri componenti. Tuttavia per poterli assemblare in modo corretto è necessario inserire le coordinate che individuano la loro posizione nello spazio. Quindi, una volta inserito il componente nella schermata generale, bisogna cliccare sul tasto **Proprietà ricorrenza** in alto a sinistra nella schermata per far comparire il pannello per l'inserimento delle coordinate (Figura 3.2.2 e 3.2.3)

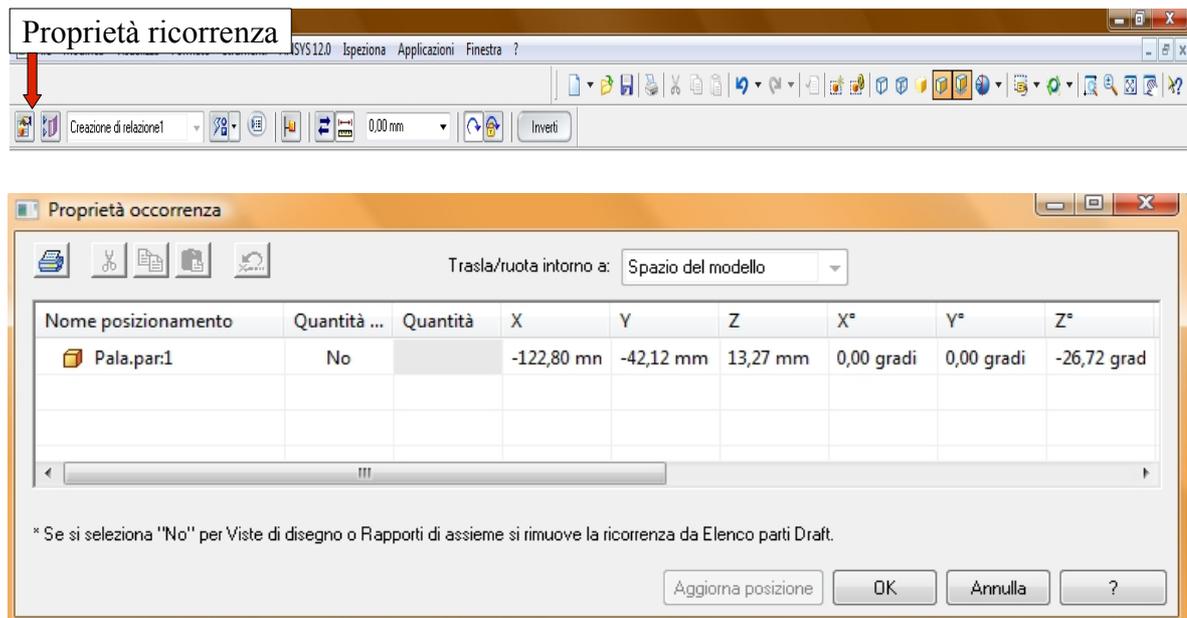


Figura 3.2.2: Schermata per l'inserimento delle coordinate posizionali dei componenti

Si riportano di seguito i componenti e le loro coordinate posizionali:

Pala: questo componente va inserito undici volte, essendo undici le pale della girante. Per la prima pala le coordinate sono

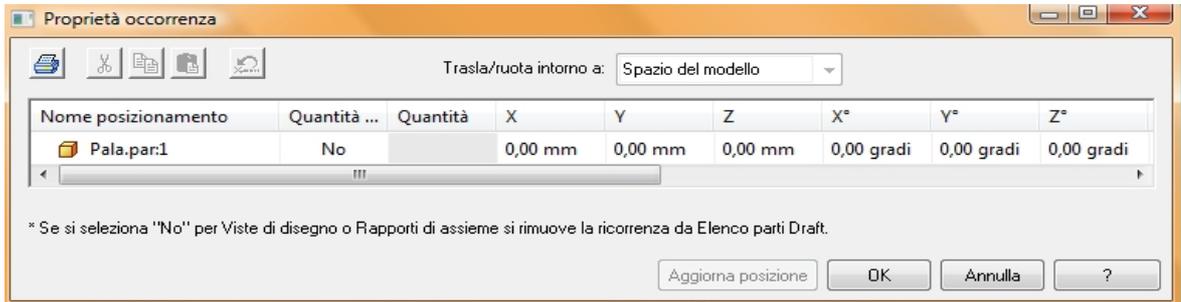


Figura 3.2.3: Coordinate posizionali della pala

Per le altre pale i valori sono gli stessi tranne il quarto valore  $X^\circ$ : per la seconda pala risulta essere paria a 32,73 (Poiché  $360^\circ/11 = 32,73$ ); per le altre pale bisogna aggiungere sempre il valore di 32,73: quindi per la terza pala risulta 65,46 e così via (Figura 3.2.4).

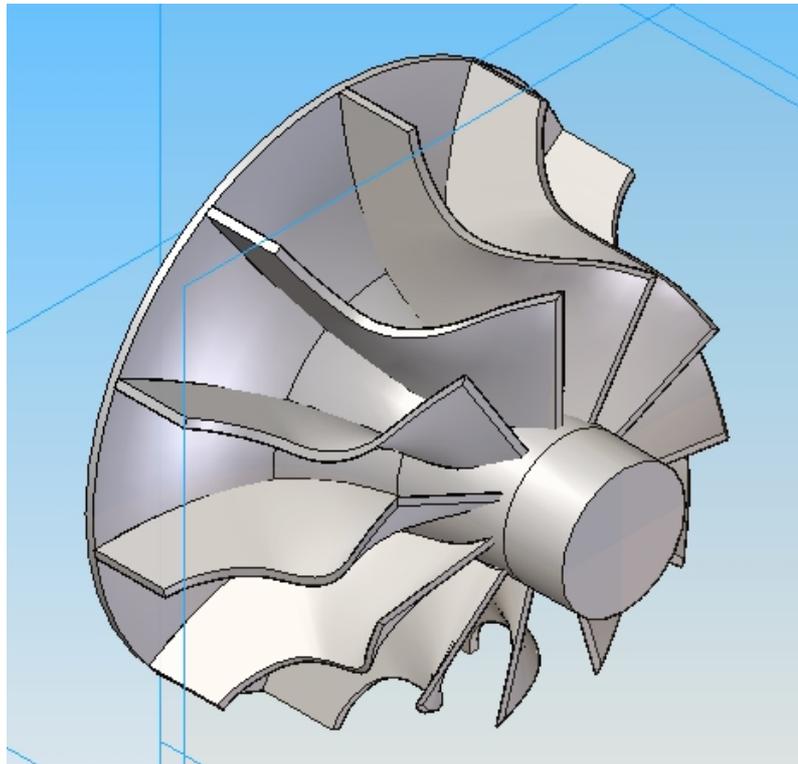
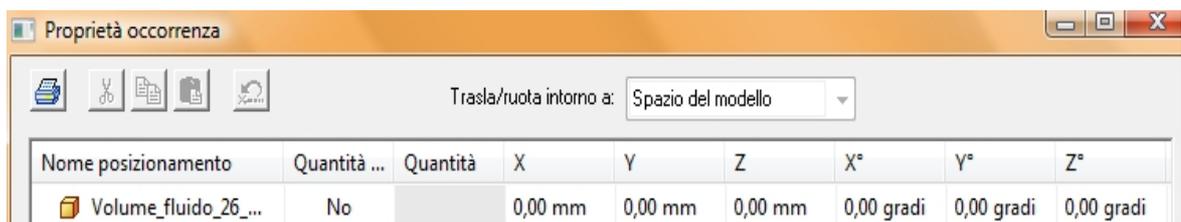
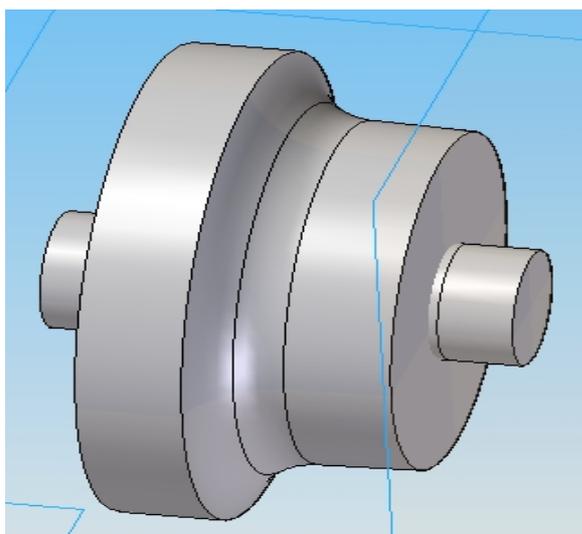


Figura 3.2.4: Assemblaggio del mozzo con le pale

Carcassa: le coordinate sono

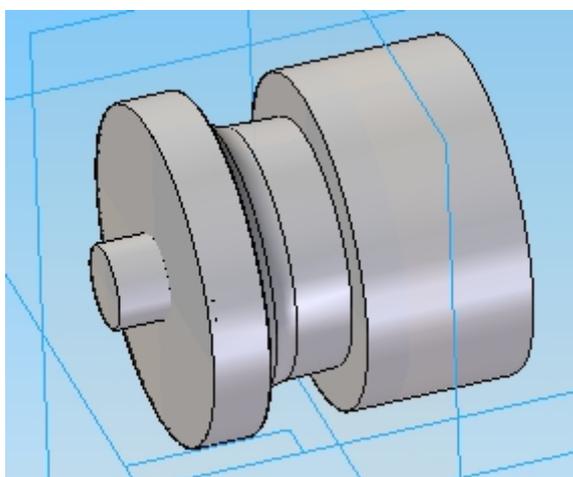




*Assemblaggio di mozzo, pale e carcassa*

Condotto di uscita: le coordinate sono

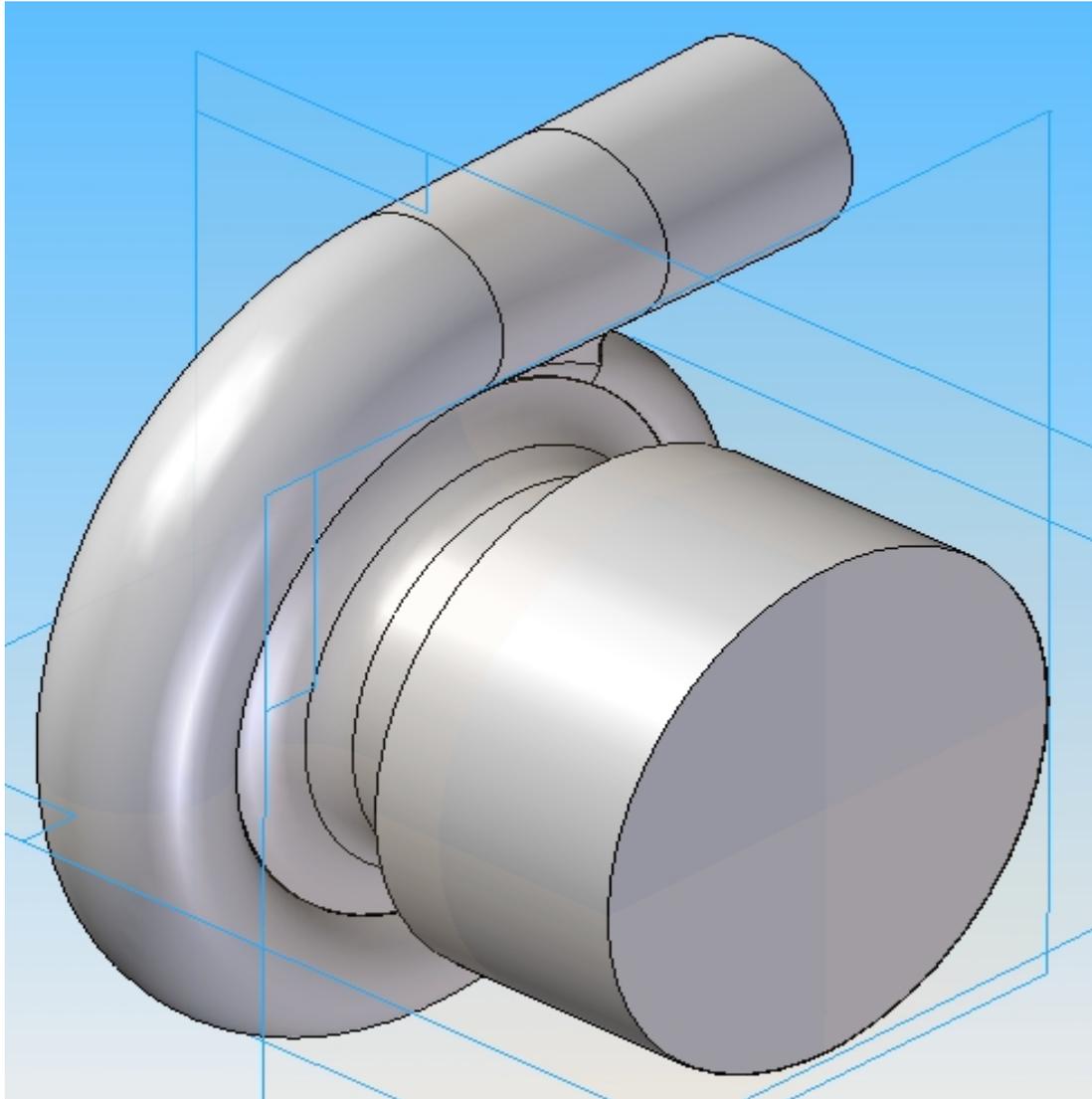
Proprietà occorrenza								
Trasla/ruota intorno a: Spazio del modello								
Nome posizionamento	Quantità ...	Quantità	X	Y	Z	X°	Y°	Z°
Diffusore.par:1	No		-8,50 mm	0,00 mm	0,00 mm	0,00 gradi	0,00 gradi	0,00 gradi



*Assemblaggio di mozzo, pale, carcassa e condotto di uscita*

Voluta: le coordinate sono:

Proprietà occorrenza								
Trasla/ruota intorno a: Spazio del modello								
Nome posizionamento	Quantità ...	Quantità	X	Y	Z	X°	Y°	Z°
Voluta_29_giugno.p...	No		-28,00 mm	0,00 mm	0,00 mm	0,00 gradi	-90,00 grad	0,00 gradi



*Assemblaggio completo*

L'assemblaggio risulta completato: si salva il disegno in formato STEP.

Infatti il passo successivo è quello di importare la geometria ottenuta nel **Design Modeler** di Ansys.

Il Design Modeler è il componente di Ansys che permette di visualizzare i disegni, purchè siano in formato STEP. In seguito la geometria viene suddivisa in elementi finiti (mesh) e infine è possibile realizzare la simulazione fluidodinamica.

### 3.3 La creazione della mesh

Per creare la mesh è necessario aprire l'interfaccia di Ansys: nel menu a tendina *Toolbox*, contenuto nella parte sinistra del *Workbench*, si clicca due volte sull'applicazione *Geometry* contenuta nel sottomenu *Component System* (Figura 3.3.1)

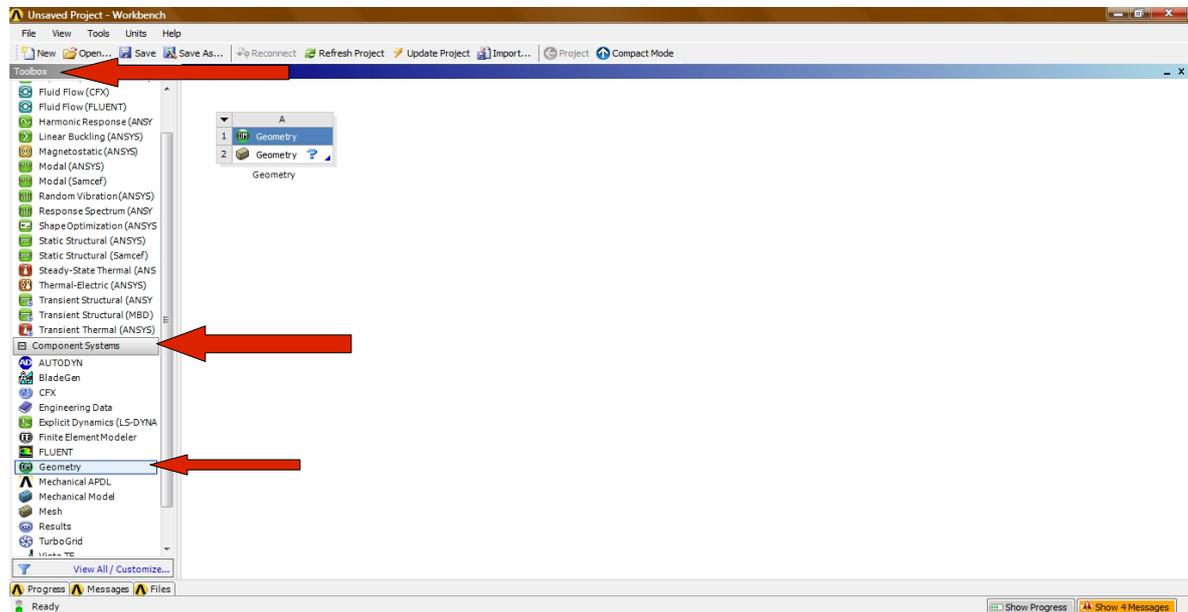


Figura 3.3.1: Inserimento del blocco 'Geometry'

Cliccando due volte sulla seconda riga del blocco *Geometry* si apre il **Design Modeler** di Ansys.

Quindi si clicca sull'icona *File > Import External Geometry File* (Figura 3.3.2), si seleziona il disegno assemblato precedentemente realizzato e infine si clicca il tasto *Generate* importando così il disegno nel *wiewer*

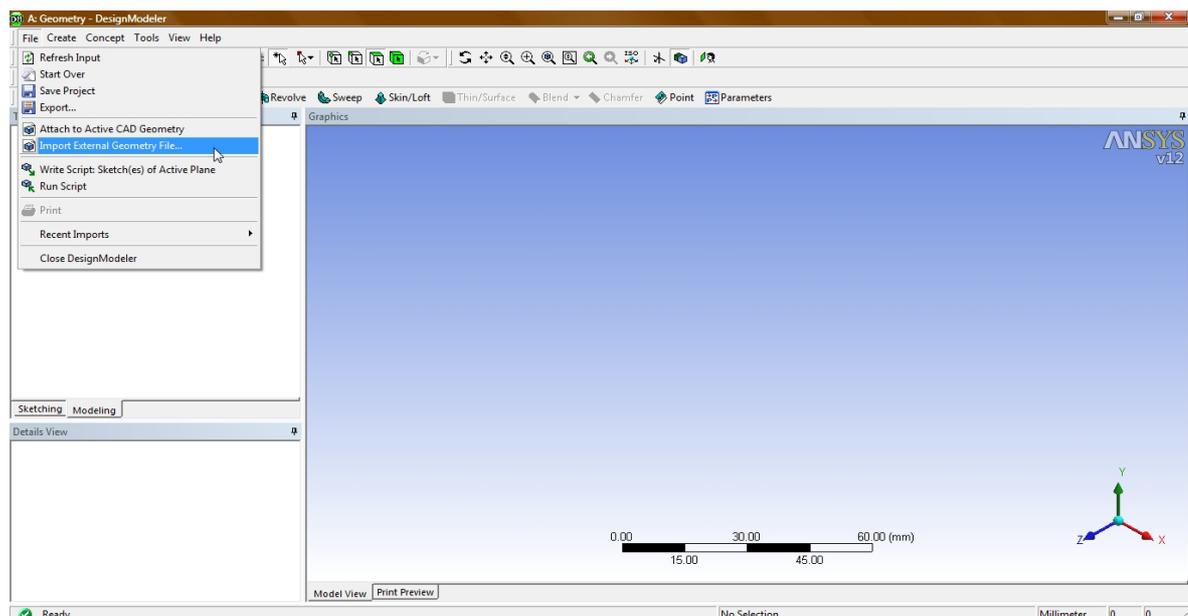


Figura 3.3.2

Nel assemblaggio vi sono delle parti solide (le pale e il mozzo) e delle parti che vengono attraversate dal gas (la voluta, la cassa, il condotto di uscita): quindi, premendo il tasto Ctrl sulla tastiera sono state selezionate tutte le pale e il mozzo, si è cliccato col tasto destro e si è selezionato *Form New Part*, cioè pale e mozzo costituiscono un'unica parte che è stata chiamata 'Solido' (Figura 3.3.3)

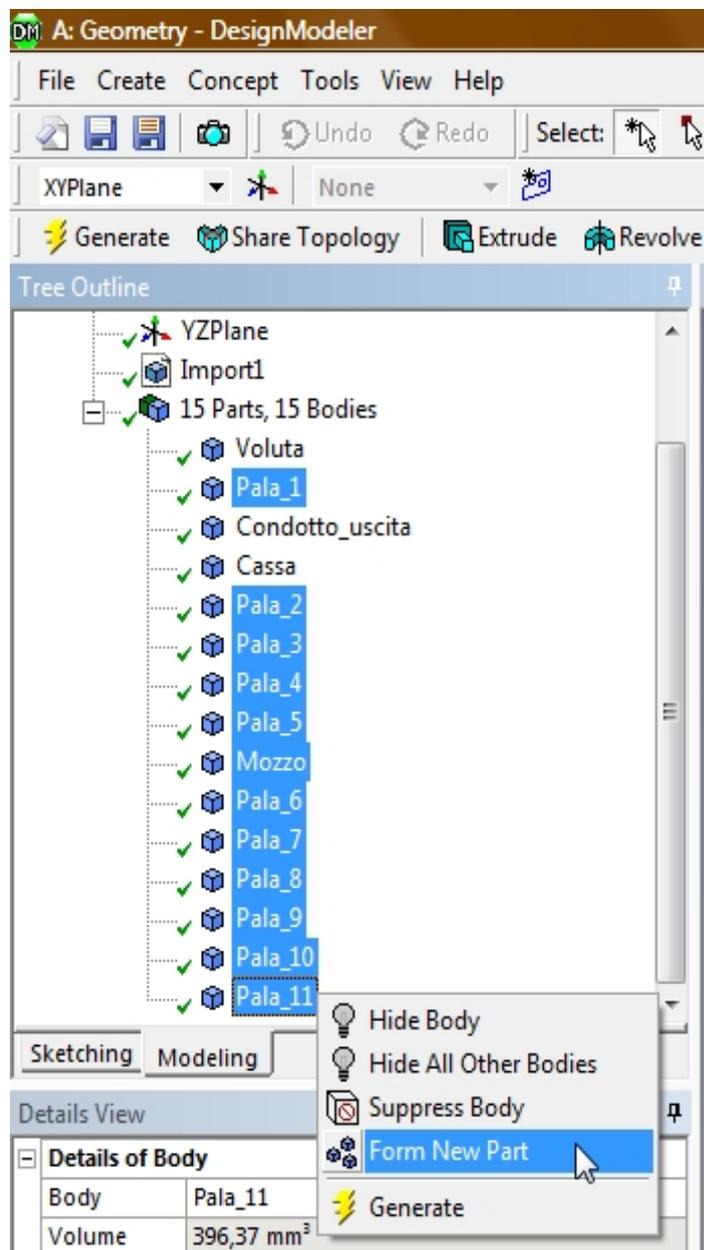


Figura 3.3.3

Quindi si è ripetuta l'operazione per la voluta, la cassa e il condotto di uscita che costituiscono la parte che è stata chiamata 'Fluidido' che va ad aggiungersi alla parte che è stata chiamata 'Solido' (Figura 3.3.4). Cliccando sulla parte 'Fluidido', in basso a sinistra compare la finestra *Details of Fluidido*: è necessario impostare la voce *Fluid/Solid* come *Fluid* (per fare in modo che il software riconosca che questa parte è attraversata dal gas)(Figura 3.3.5). Infine si clicca sul tasto *Generate* per salvare le modifiche.

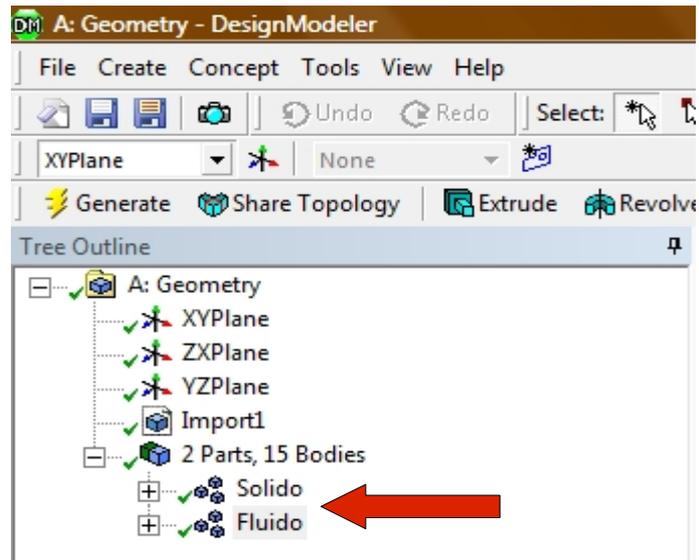


Figura 3.3.4

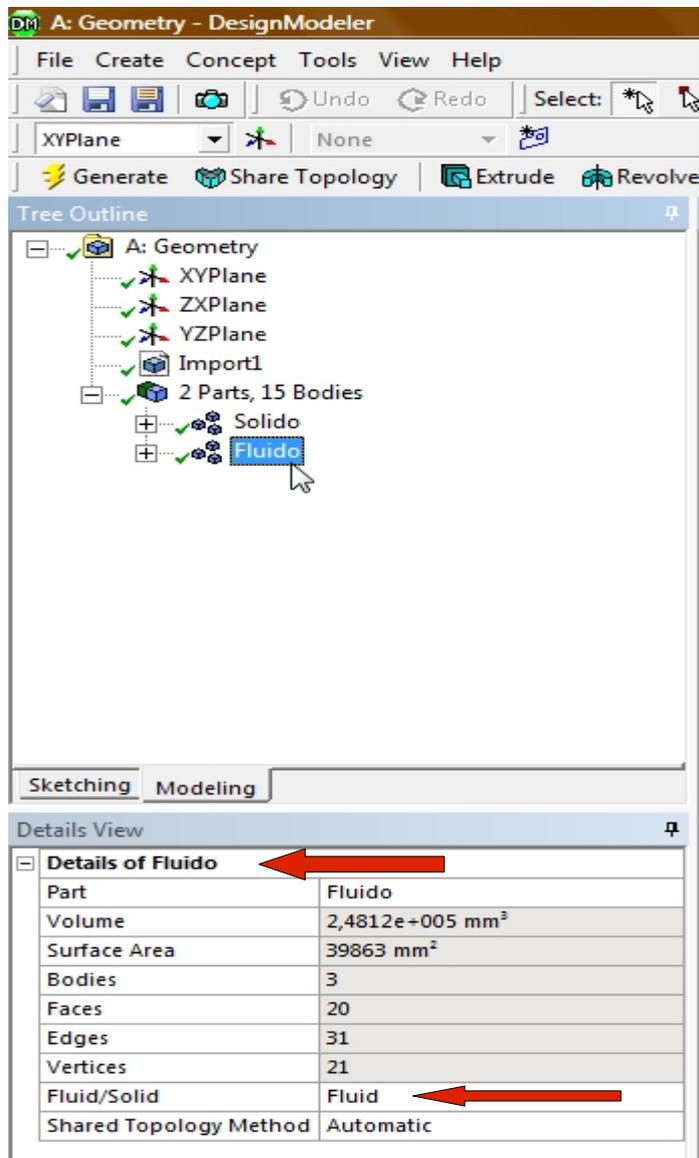


Figura 3.3.5

Quindi si realizza la sottrazione Booleana della parte solida da quella fluida (in modo che nella simulazione fluidodinamica si possa operare con la parte che è effettivamente attraversata dal gas, cioè al netto del mozzo e delle pale) col seguente procedimento:

1. Si clicca sull'icona *Create > Boolean* (Figura 3.3.6)
2. In basso a sinistra si imposta il *Details of Boolean* come mostrato in figura 3.3.7 inserendo nella riga *Target Bodies* la parte che ho chiamato 'Fluido' e nella riga *Tool Bodies* la parte che ho chiamato 'Solido'
3. Si clicca il tasto *Generate*

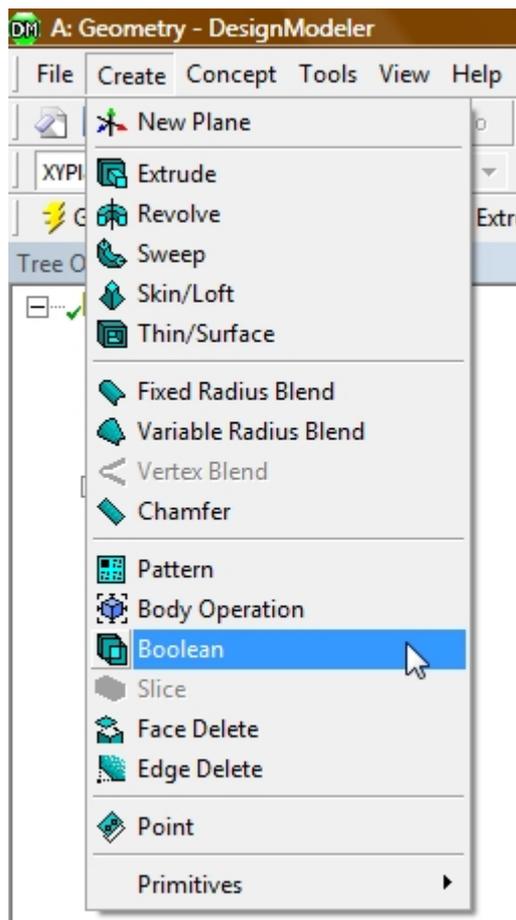


Figura 3.3.6: Realizzazione della sottrazione booleana

A screenshot of the 'Details View' in a CAD application. It shows a table with the following parameters:

Details of Boolean3	
Boolean	Boolean3
Operation	Subtract
Target Bodies	3 Bodies
Tool Bodies	12 Bodies
Preserve Tool Bodies?	No

Figura 3.3.7: Definizione dei parametri della booleana

Successivamente si ritorna all'interfaccia di Ansys: nel menu a tendina *Toolbox*, contenuto nella parte sinistra del *Workbench*, si clicca due volte sull'applicazione *Mesh* contenuta nel sottomenu *Component System*: compare il blocco *Mesh* che va collegato al blocco *Geometry* precedentemente inserito (Figura 3.3.8).

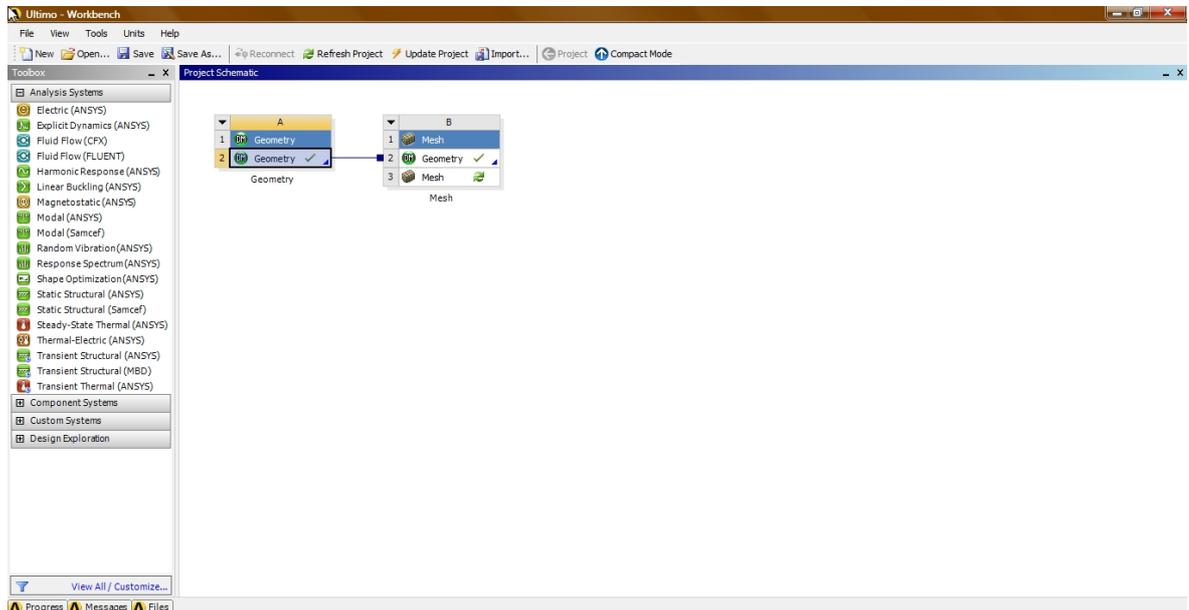


Figura 3.3.8: Inserimento del blocco 'Mesh'

Quindi si clicca due volte sulla seconda riga del blocco *Mesh* per aprire l'interfaccia del *Meshing* nel quale viene automaticamente caricata la geometria realizzata nel Design Modeler.

Si clicca sull'icona *Mesh* per aprire, in basso a sinistra, la finestra *Details of Mesh* (Figura 3.3.9)

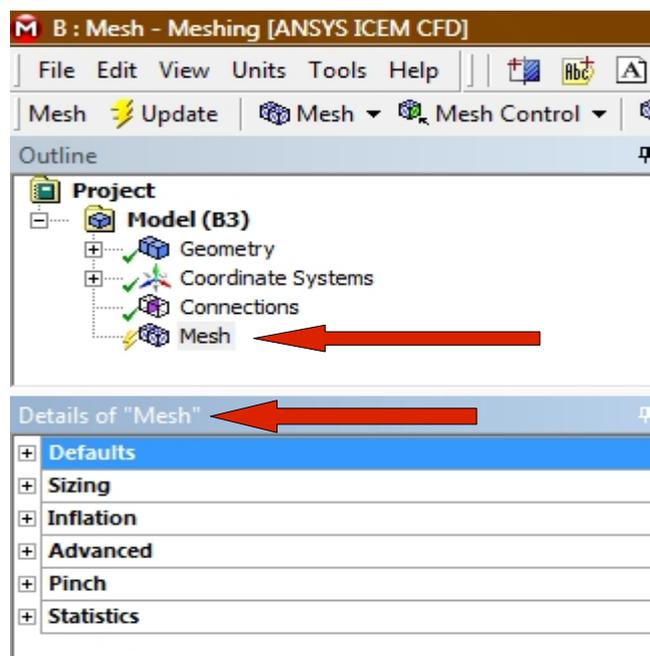


Figura 3.3.9: Definizione dei parametri della Mesh

La finestra *Details of Mesh* va impostata come segue (Figura 3.3.10):

- **Physics preference: CFD**

Questo comando serve per impostare la preferenza degli elementi da utilizzare per la meshatura di tipo globale

- **Relevance: 20**

Questa impostazione è stata variata per tentativi in base ai responsi di Mesh Quality forniti in ambiente Fluent.

- **Use advanced size function: On: Proximity and Curvature**

Serve per poter impostare globalmente dei parametri sulle dimensioni delle facce degli elementi, degli angoli massimi che possono esserci tra due facce adiacenti, ecc..

- **Relevance Center: Medium**

- **Use Automatic Inflation: Program Controlled**

Serve per poter impostare globalmente dei parametri per gli strati limite

Details of "Mesh"	
<b>Defaults</b>	
Physics Preference	CFD
Solver Preference	Fluent
Relevance	20
<b>Sizing</b>	
Use Advanced Size Function	On: Proximity and Curva...
Relevance Center	Medium
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	Medium
Transition	Slow
Span Angle Center	Fine
Curvature Normal Angle	Default (15,840 °)
Proximity Accuracy	0,5
Num Cells Across Gap	Default (3)
Min Size	Default (3,5842e-005 m)
Max Face Size	Default (3,5842e-003 m)
Max Tet Size	Default (7,1684e-003 m)
Growth Rate	Default (1,1880 )
Minimum Edge Length	4,2988e-005 m
<b>Inflation</b>	
Use Automatic Tet Inflation	Program Controlled
Inflation Option	Smooth Transition
Transition Ratio	0,272
Maximum Layers	5
Growth Rate	1,2
Inflation Algorithm	Pre
View Advanced Options	No

Figura 3.3.10: Parametri della Mesh

Infine si clicca col tasto destro sull'icona *Mesh* > **Generate Mesh** (Figura 3.3.11) e si genera la mesh (Figura 3.3.12)

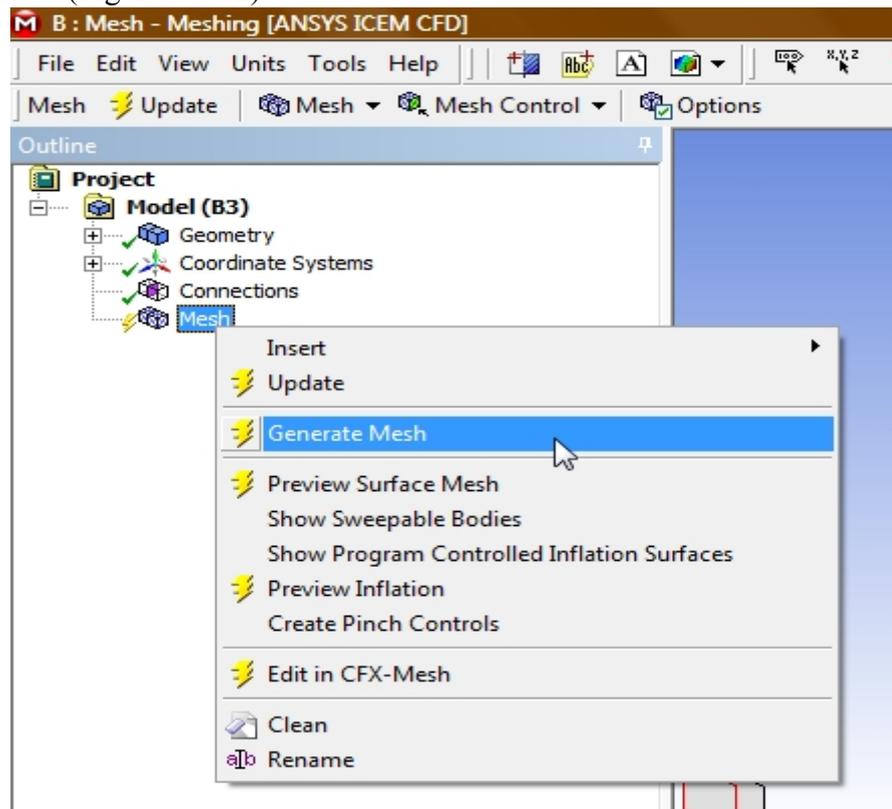


Figura 3.3.11

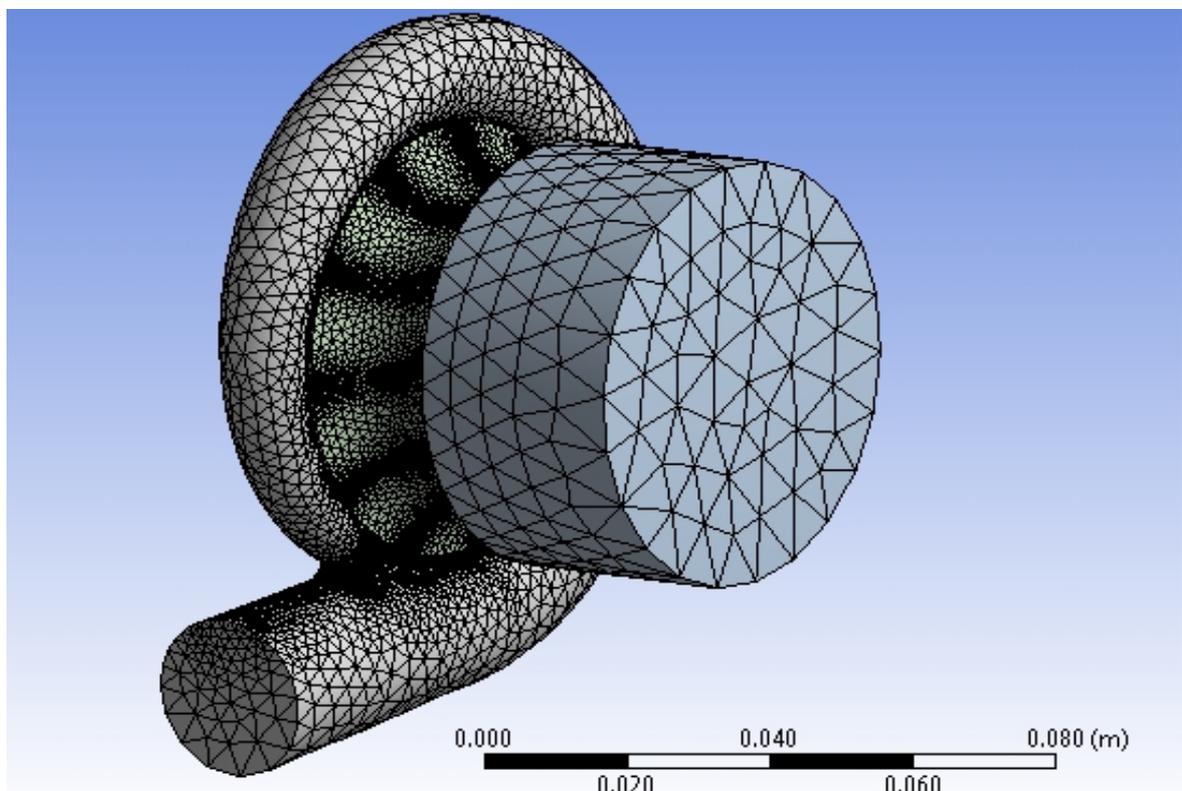


Figura 3.3.12: Mesh della turbina

## Conclusione

I risultati della simulazione fluidodinamica descritta nel *Capitolo 2* confermano i valori calcolati analiticamente: questo dimostra che l'impostazione del calcolo è corretto e che il metodo sviluppato permette di studiare in modo sufficientemente preciso il funzionamento di una girante centripeta; inoltre, nel *Capitolo 3* è stato descritto un metodo per impostare una simulazione che permetta di studiare il funzionamento della macchina nell'interezza dei suoi componenti.

La simulazione è stata eseguita utilizzando come fluido di lavoro aria considerata come gas perfetto; un passo successivo potrà essere quello di valutare la capacità del codice di valutare gli effetti sulle prestazioni calcolate delle proprietà di un fluido reale, come quello che normalmente opera nel tipo di turbina studiata (gas combusti) senza escludere la possibilità di valutare il comportamento nel caso si utilizzi vapore d'acqua a bassa pressione saturo o leggermente surriscaldato.

Tale idea nasce dalla prospettiva di realizzare mini-cicli Rankine a bassa pressione orientati al recupero energetico di fonti di calore a temperatura medio bassa associate alla combustione di biomasse come quelle derivanti da scarti agricoli.

Nella realizzazione di tali cicli un componente chiave è l'espansore per il quale, nel campo delle piccole potenze in gioco (50-100 kW), l'offerta di componenti pronti all'uso, a costi ragionevoli, è assai scarsa.

Una fra le possibilità prese in considerazione per la realizzazione di tali cicli è appunto quella di valutare se un componente prodotto su larga scala come un gruppo di sovralimentazione "derivato" dalla tecnologia *automotive*, possa essere impiegato per lo scopo suddetto.

Il lavoro svolto pertanto costituisce una necessaria premessa all'eventuale sperimentazione di potenziali espansori da impiegare nei cicli Rankine sopracitati che, accanto a motori volumetrici rotativi a fluido comprimibile utilizzati in generazione, motrici a vapore alternative a doppio effetto di tipologia tradizionale, preveda anche l'impiego di turbo espansori come quello studiato.

## Bibliografia

- Acton O., *Turbomacchine*. UTET, 1986.
- Allard Alan, *Turbocharging and Supercharging*. 1982.
- Baines, Nicholas C., *Fundamentals of Turbocharging. Concepts ETI*, 2005.
- Balje O. E., *Turbomachines: A guide to Design; Selection and Theory*. Wiley, 1981.
- Bettocchi Roberto, *Turbomacchine*. Pitagora Editrice Bologna, 1986.
- Cavallini A., Sovrano M., *Gasdinamica*. Patron Editore Bologna, 1973.
- Cocchi Alessandro, *Elementi di termofisica generale e applicata. Progetto Leonardo*, 1990.
- Cohen H., Rogers G. F. C., Saravanamuttoo H. I. H., *Gas turbine theory*, Longman Scientific & Technical, 1987.
- Csanady G.T., *Theory of Turbomachines*. McGraw Hill, 1964.
- Denton J. D., *Computational Methods for Turbomachinery Flows. Lectures to ASME Turbomachinery Institute, Ames, Iowa*, 1987.
- Dixon S.D., *Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery*. Pergamon Press, 1978.
- Futral S. M., Wasserbauer C. A., *Off-Design Performance Prediction with Experimental Verification for a Radial Inflow Turbine*. NASA TN D-2621, 1965.
- Hill P.G., Peterson C.R., *Mechanics and Thermodynamics of Propulsion*. Addison Wesley, 1992.
- Japiske, D., *Advanced Experimental Techniques in Turbomachinery. 1st Edition, Concepts ETI*, 1986.
- Japikse, David and Baines, N.C., *Introduction to Turbomachinery*. Oxford University Press, 1994.
- Kofeskey N. G., Nusbaum W. J., *Effects of Specific Speed on Experimental Performance of a Radial Inflow Turbine*. NASA TN D-6605, 1972.
- Lakshminarayana, B, *Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery*. Wiley-Interscience.
- Osnaghi G., *Macchine fluidodinamiche*. CLUP, Milano, 1979.
- Pfleiderer C., Peterman H., *Turbomacchine. Tecniche Nuove*, 1985.

- Rholik H. E., *Analytical Determination of Radial Inflow Turbine Design Geometry for Maximum Efficiency*. NASA TN D-4384, 1981.
- Rholik H. E., *Radial Inflow Turbines*, in *Turbine Design and Applications*. A. J. Glassman (editor). NASA SP-290, vol 3., 1975.
- Rodgers C., *Mainline Performance Prediction for radial Inflow Turbines*, in *Small High Pressure Ratio Turbines*. VKI lecture series, 1987-07.
- Rodgers C., *Microturbine Cycle Options*. ASME Paper 2001-GT-0552, 2001.
- Sandrolini S., Borghi M., Naldi, G., *Turbomacchine termiche. Turbine*. Pitagora, 1992.
- Sandrolini Sandro, Naldi Giovanni, *Macchine 1: Termodinamica e fluidodinamica delle turbomacchine*. Pitagora Editrice, Bologna, 1996.
- Sandrolini Sandro, Naldi Giovanni, *Macchine 2: Le turbomacchine motrici e operatrici*. Pitagora Editrice, Bologna, 1996.
- Sandrolini Sandro, Naldi Giovanni, *Macchine 3: Gli Impianti motori termici e i loro componenti*. Pitagora Editrice, Bologna, 1996.
- Shepard, Dennis G., *Principles of Turbomachinery*. Mcmillan, 1956.
- Ventrone G., *Le turbomacchine*. Libreria Cortina, Padova, 1975.
- Watson N., Janota M. S., *Turbocharging the Internal Combustion Engine*. Palgrave Macmillan, 1982.
- Whitfield A., Baines N. C., *Design of radial turbomachines*. Longman Scientific & Technical, 1990.
- Wilson, D.G. and Korakianitis, T., *The Design of High-Efficiency Turbomachinery and Gas Turbines*. 2nd Edition, Prentice Hall, 1998.
- Yahya S. M., *Turbines Compressors and Fans*. Tata McGraw-Hill Education, 2005.
- Zinner Karl, *Supercharging of internal combustion engines : fundamentals, calculations, examples*. Springer-Verlag, 1978.

