



Ricerca di Sistema elettrico

Design termo-fluidodinamico di turbomacchine operanti a CO₂ Supercritica

Ambra Giovannelli, Coriolano Salvini, Erika Maria Archilei, Giuseppe Messina

DESIGN TERMO-FLUIDODINAMICO DI TURBOMACCHINE OPERANTI A CO₂ SUPERCRITICA

Ambra Giovannelli, Coriolano Salvini, Erika Maria Archilei (Università degli Studi Roma TRE)
Giuseppe Messina (ENEA)

Settembre 2017

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2016

Area: Generazione di energia con basse emissioni di carbonio

Progetto: Polo Tecnologico del SULCIS: Tecnologie e Metodologie "Low Carbon" e Edifici a Energia Quasi Zero (nZEB)

Obiettivo: Parte A - a.2 – Cicli a CO₂ supercritica

Task a.2.1 – Design termo-fluidodinamico delle macchine operanti con S-CO₂

Responsabile del Progetto: Franca Rita Picchia, ENEA

Responsabile scientifico ENEA del Contratto di Ricerca con Università di Roma 3: Giuseppe Messina

Responsabile scientifico per l'Univ. di Roma 3: Prof. A. Giovannelli

Indice

NOMENCLATURA	4
SOMMARIO	5
1 SPECIFICHE DI PROGETTO	6
1.1 TURBO-GRUPPO PER IL CICLO DI POTENZA	6
1.2 TURBO-GRUPPO PER IL SISTEMA DI COMPRESSIONE	9
2 ORGANIZZAZIONE DEI LAYOUT (LINEE D'ALBERO E COMPONENTISTICA).....	12
2.1 TURBO-GRUPPO PER IL CICLO DI POTENZA	12
2.2 TURBO-GRUPPO PER IL SISTEMA DI COMPRESSIONE	18
3 DESIGN TERMO-FLUIDODINAMICO DEL TURBO-GRUPPO PER IL CICLO DI POTENZA	20
3.1 COMPRESSORE RC	20
3.2 COMPRESSORE MC	45
3.3 ESPANSORE E1	49
3.4 ESPANSORE E2 (TURBINA DI POTENZA).....	57
3.5 TURBO-GRUPPO DI POTENZA TAGLIA 3 MWE	61
4 DESIGN TERMO-FLUIDODINAMICO DEL TURBO-GRUPPO DEL SISTEMA DI COMPRESSIONE.....	63
4.1 COMPRESSORE	63
4.2 ESPANSORE 1	67
4.3 ESPANSORE 2	71
5 CONCLUSIONI.....	75
6 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	76

Nomenclatura

<i>b</i>	altezza della pala
<i>c</i>	velocità assoluta
<i>c_p</i>	calore specifico a pressione costante
<i>D</i>	diametro
<i>D_s</i>	diametro specifico
<i>g</i>	gioco disco-cassa e controdisco-cassa
<i>h</i>	entalpia statica
\bar{h}	entalpia di ristagno
<i>L_b</i>	lunghezza della linea media del canale
<i>Ma</i>	numero di Mach
<i>M_t</i>	momento torcente
<i>ṁ</i>	portata massica
<i>n</i>	numero di giri
<i>N_s</i>	numero di giri specifico
<i>P</i>	potenza
<i>PR</i>	rapporto di compressione
<i>p</i>	pressione statica
\bar{p}	pressione di ristagno
<i>Q</i>	portata volumetrica
<i>R</i>	grado di reazione
<i>Re</i>	numero di Reynolds
<i>s</i>	entropia specifica
<i>T</i>	temperatura statica
\bar{T}	temperatura di ristagno
<i>t</i>	spessore palare
<i>u</i>	velocità periferica
<i>w</i>	velocità relativa
<i>Z</i>	numero di pale, coefficiente di compressibilità
α	angolo di efflusso assoluto
β	angolo di efflusso relativo
δ	ingombro palare
η	rendimento
μ	viscosità dinamica
ρ	densità
τ_{max}	sforzo di taglio massimo ammissibile
φ	coefficiente di flusso
χ	rapporto di forma
ψ	coefficiente di carico
ω	velocità di rotazione dell'albero in

pedici

<i>s</i>	grandezze termodinamiche isoentropiche
<i>u</i>	componente tangenziale della velocità
<i>m</i>	componente meridiana della velocità

Sommario

Nell'ambito delle attività connesse con la realizzazione dell'Accordo di Programma MiSE-ENEA PAR 2016, il gruppo di ricerca del Dipartimento di Ingegneria dell'Università degli studi "Roma Tre", in collaborazione con il Dipartimento di Tecnologie Energetiche di ENEA CR Casaccia, ha focalizzato la propria attenzione sul dimensionamento preliminare termodinamico e fluidodinamico di turbomacchine operanti a CO₂ supercritica e sulle modalità di accoppiamento in linee d'albero di tali macchine per la definizione di due turbo-gruppi, uno di taglia media (dell'ordine di 10-20 MW di potenza erogata) ed un secondo di taglia inferiore (dell'ordine di pochi MW), per la generazione di potenza e per il pompaggio della CO₂ in condizioni trans-critiche e supercritiche.

Sulla base delle specifiche prodotte dall'ENEA, dei criteri di selezione delle configurazioni più appropriate per ogni componente, anche in relazione alle possibili linee d'albero, delle metodologie di dimensionamento e dei vincoli fluidodinamici e meccanici individuati durante la precedente annualità, si è proceduto al dimensionamento alla linea media e, ove necessario, al dimensionamento bi-dimensionale di tutte le turbomacchine costituenti i due turbo-gruppi. A causa delle peculiari caratteristiche del fluido elaborato, le turbomacchine da progettare risultano essere atipiche se confrontate con quanto presente in commercio: l'elevata densità del fluido e, conseguentemente, l'alta densità di potenza è tipica delle turbomacchine idrauliche (es. stadi per turbo-pompe centrifughe di grande taglia), ma la comprimibilità del fluido non è trascurabile e ciò ha suggerito soluzioni costruttive e arrangiamenti in linee d'albero più consoni a compressori ed espansori radiali di processo per gas e vapori. Pertanto, le soluzioni progettuali sono state necessariamente soluzioni non-convenzionali, poiché hanno dovuto tener conto contemporaneamente di tali caratteristiche termodinamiche e fluidodinamiche. In taluni casi, per macchine ritenute particolarmente critiche, la procedura di "design" ha richiesto varie iterazioni e l'ausilio di tecniche di fluidodinamica numerica computazionale per l'esplorazione del comportamento dell'efflusso fortemente tridimensionale e la valutazione delle prestazioni dei singoli componenti in condizioni di progetto.

Inoltre, sono stati definiti gli accoppiamenti in linee d'albero, prediligendo soluzioni che mirino a garantire la scalabilità dei turbo-gruppi, una buona flessibilità operativa in condizioni di off-design e nelle fasi di start-up e shut-down delle macchine e buone prestazioni anche per i componenti critici.

1 Specifiche di progetto

Nel presente Capitolo sono riportati i dati termodinamici di riferimento per il dimensionamento termo-fluidodinamico delle macchine costituenti i turbo-gruppi di potenza e di pompaggio per la CO₂ supercritica. Tali dati sono stati forniti dal gruppo di ricerca del Dipartimento di Tecnologie Energetiche di ENEA CR Casaccia, sulla base delle analisi preliminari di ciclo per gli schemi d'impianto di riferimento.

1.1 Turbo-gruppo per il ciclo di potenza

In base alle specifiche fornite dal gruppo di lavoro ENEA, l'impianto di riferimento per il turbo-gruppo da progettare è basato su un ciclo a CO₂ supercritica con ri-compressione. A titolo esplicativo, nelle Figure 1 e 2 sono raffigurati uno schema di concetto di un impianto a ri-compressione e le trasformazioni termodinamiche di riferimento sul piano Temperatura-Entropia in base a quanto riportato in letteratura (Ahn Y., 2015).

La CO₂, una volta riscaldata (10-1) espande in turbina (1-2) ed entra in un primo recuperatore ad alta temperatura (HTR) (2-3) e, a seguire, in un secondo a più bassa temperatura (LTR) (3-4). All'uscita di quest'ultimo, una frazione α della portata viene inviata ad un terzo scambiatore di calore per un ulteriore raffreddamento (4-5), elaborata da un compressore (5-6) (di seguito indicato come *Main Compressor* MC) e percorre il lato caldo del recuperatore di bassa temperatura (6-7). La frazione $1-\alpha$ della portata in uscita dall'LTR, viene, invece, compressa nel Compressore di Ri-compressione (4-8) indicato di seguito come RC. Le due portate si ricongiungono, vengono inviate al lato caldo dell'HTR (9-10) e, di seguito, allo scambiatore di calore principale (*Heater*).

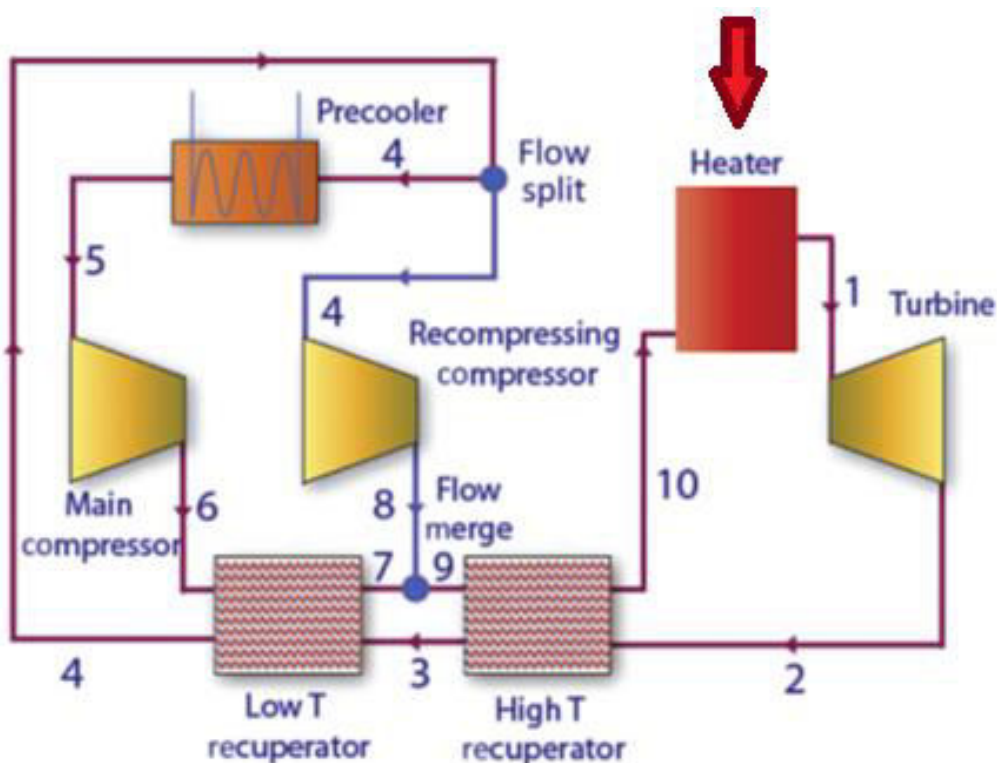


Figura 1 – Schema di impianto per un ciclo supercritico a CO₂ con ricompressione (Ahn Y., 2015)

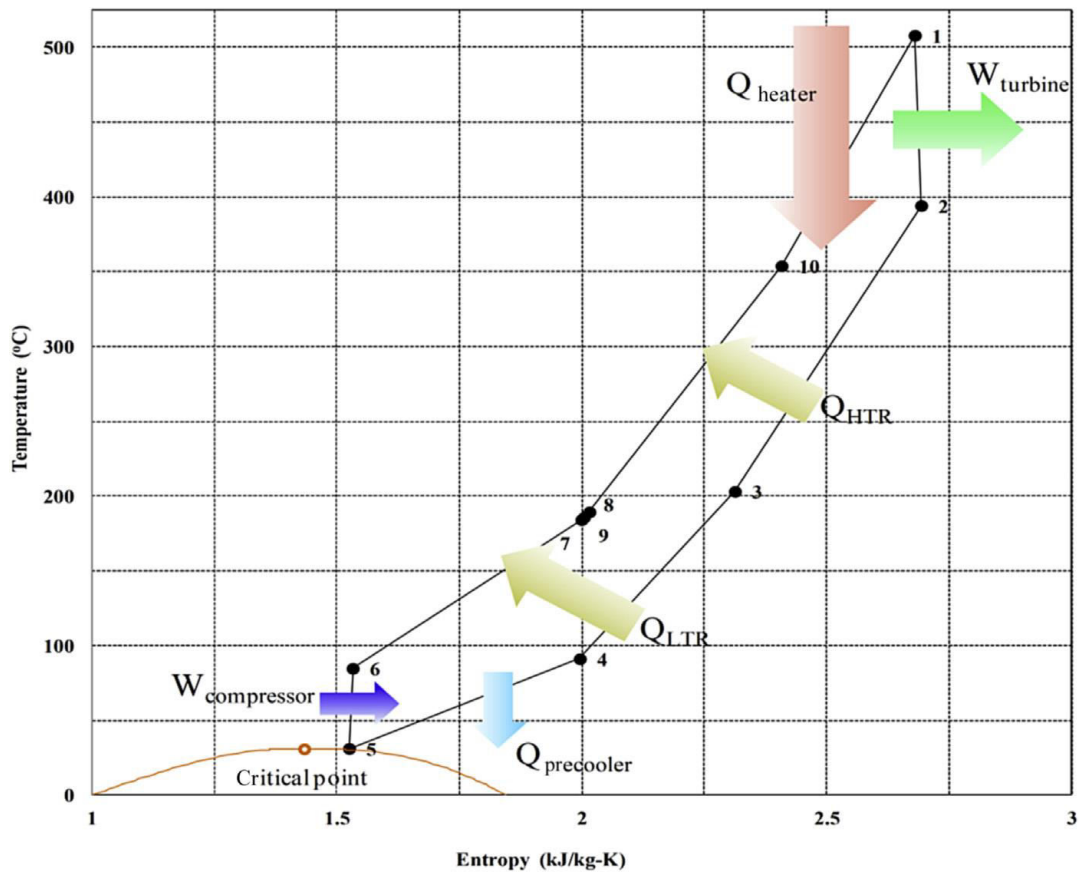


Figura 2 – Diagramma T-S di un ciclo supercritico a CO₂ con ricompressione (Ahn Y., 2015)

Sulla base di tale schema di impianto, il gruppo di lavoro del Dipartimento di Tecnologie Energetiche di ENEA CR ha provveduto all'analisi e all'ottimizzazione di ciclo e ha fornito le specifiche riportate nelle Tabelle 1 e 2 per la progettazione preliminare dei due compressori (MC e RC) e dell'espansore (E1 ed E2) del turbo-gruppo di potenza. I dati riferiscono ad un impianto da circa 3 MWe, riferimento per uno scale-up ad una taglia maggiore, da circa 15 MWe. In particolare, in Tabella 1 sono riportate le condizioni termodinamiche ingresso/uscita dell'MC, mentre in Tabella 2 quelle del compressore RC fornite da ENEA in base all'ottimizzazione di ciclo. Per il dimensionamento dell'espansore, è stata fornita una temperatura massima di 650 °C e una pressione di fine espansione di 80 bar.

Per il dimensionamento delle macchine per l'impianto taglia 15 MWe, sono state mantenute invariate tutte le quantità termodinamiche provenienti dall'ottimizzazione di ciclo, mentre le portate massiche considerate per i compressori sono rispettivamente di 150 kg/s per l'MC e 50 kg/s per l'RC.

Tabella 1 – Condizioni termodinamiche ingresso/uscita del Main Compressor

MC Inlet		MC Outlet	
Molar flow kmol/s	0,6817	Molar flow kmol/s	0,6817
Mass flow kg/s	30	Mass flow kg/s	30
Temp C	35	Temp C	118,9747
Pres bar	75,2953	Pres bar	233,4156
Vapor mole fraction	1	Vapor mole fraction	1
Enth kJ/s	-2,71E+05	Enth kJ/s	-2,70E+05
Tc C	31,05	Tc C	31,05
Pc bar	73,8152	Pc bar	73,8152
Std. sp gr. wtr = 1	0,827	Std. sp gr. wtr = 1	0,827
Std. sp gr. air = 1	1,52	Std. sp gr. air = 1	1,52
Degree API	39,6004	Degree API	39,6004
Average mol wt	44,01	Average mol wt	44,01
Actual dens kg/m3	267,2386	Actual dens kg/m3	430,8407
Actual vol m3/h	404,1333	Actual vol m3/h	250,6727
Std liq m3/h	130,5927	Std liq m3/h	130,5927
Std vap 0 C m3/h	55002,8198	Std vap 0 C m3/h	55002,82
- - Vapor only - -		- - Vapor only - -	
Molar flow kmol/s	0,6817	Molar flow kmol/s	0,6817
Mass flow kg/s	30	Mass flow kg/s	30
Average mol wt	44,01	Average mol wt	44,01
Actual dens kg/m3	267,2386	Actual dens kg/m3	430,8408
Actual vol m3/h	404,1333	Actual vol m3/h	250,6727
Std liq m3/h	130,5927	Std liq m3/h	130,5927
Std vap 0 C m3/h	55002,8198	Std vap 0 C m3/h	55002,82
Cp kJ/kg-K	5,4444	Cp kJ/kg-K	2,0069
Z factor	0,484	Z factor	0,7314
Visc N-s/m2	2,30E-05	Visc N-s/m2	3,52E-05
Th cond W/m-K	0,0317	Th cond W/m-K	0,0525

Tabella 2 - Condizioni termodinamiche ingresso/uscita del Ricompressore

RC Inlet		RC Outlet	
Molar flow kmol/s	0,2272	Molar flow kmol/s	0,2272
Mass flow kg/s	10	Mass flow kg/s	10
Temp C	128,9747	Temp C	255,8096
Pres bar	76,832	Pres bar	233,4156
Vapor mole fraction	1	Vapor mole fraction	1
Enth kJ/s	-88913	Enth kJ/s	-87810
Tc C	31,05	Tc C	31,05
Pc bar	73,8152	Pc bar	73,8152
Std. sp gr. wtr = 1	0,827	Std. sp gr. wtr = 1	0,827
Std. sp gr. air = 1	1,52	Std. sp gr. air = 1	1,52
Degree API	39,6004	Degree API	39,6004
Average mol wt	44,01	Average mol wt	44,01
Actual dens kg/m3	115,1782	Actual dens kg/m3	238,437
Actual vol m3/h	312,5592	Actual vol m3/h	150,9833
Std liq m3/h	43,5309	Std liq m3/h	43,5309
Std vap 0 C m3/h	18334,272	Std vap 0 C m3/h	18334,2715
- - Vapor only - -		- - Vapor only - -	
Molar flow kmol/s	0,2272	Molar flow kmol/s	0,2272
Mass flow kg/s	10	Mass flow kg/s	10
Average mol wt	44,01	Average mol wt	44,01
Actual dens kg/m3	115,1782	Actual dens kg/m3	238,437
Actual vol m3/h	312,5592	Actual vol m3/h	150,9833
Std liq m3/h	43,5309	Std liq m3/h	43,5309
Std vap 0 C m3/h	18334,272	Std vap 0 C m3/h	18334,2715
Cp kJ/kg-K	1,2216	Cp kJ/kg-K	1,3438
Z factor	0,8782	Z factor	0,9797
Visc N-s/m2	2,21E-05	Visc N-s/m2	3,12E-05
Th cond W/m-K	0,0303	Th cond W/m-K	0,0474

1.2 Turbo-gruppo per il sistema di compressione

Il turbo-gruppo per cui è richiesto il dimensionamento, è parte di un sistema di compressione ed accumulo della CO₂ a servizio di una turbina a gas di media taglia. Parte del fluido sequestrato viene elaborato in un sistema sottoposto dotato di un compressore e di un espansore. In Tabella 3 e 4 sono riportate, rispettivamente, le condizioni termodinamiche ingresso/uscita del compressore e dell'espansore. Entrambi i componenti elaborano una portata massica di 43 kg/s. La pressione di uscita compressore è pari a 300 bar. La temperatura massima fornita per il flusso ingresso espansore è di 374 °C ad una pressione di poco più di 288 bar, mentre la pressione di fine espansione è pari a 107,5 bar.

Tabella 3 – Condizioni termodinamiche ingresso/uscita del compressore

Compressor Inlet		Compressor outlet	
Molar flow kmol/sec	0,9771	Molar flow kmol/sec	0,9771
Mass flow kg/sec	43	Mass flow kg/sec	43
Temp C	54,6723	Temp C	74,3682
Pres bar	186	Pres bar	300
Vapor mole fraction	1	Vapor mole fraction	1
Enth kJ/sec	-3,93E+05	Enth kJ/sec	-3,92E+05
Tc C	31,05	Tc C	31,05
Pc bar	73,8152	Pc bar	73,8152
Std. sp gr. wtr = 1	0,827	Std. sp gr. wtr = 1	0,827
Std. sp gr. air = 1	1,52	Std. sp gr. air = 1	1,52
Degree API	39,6004	Degree API	39,6004
Average mol wt	44,01	Average mol wt	44,01
Actual dens kg/m3	642,7697	Actual dens kg/m3	694,9378
Actual vol m3/h	240,8327	Actual vol m3/h	222,7538
Std liq m3/h	187,1828	Std liq m3/h	187,1828
Std vap 0 C m3/h	78837,3715	Std vap 0 C m3/h	78837,3715
-- Vapor only --		-- Vapor only --	
Molar flow kmol/sec	0,9771	Molar flow kmol/sec	0,9771
Mass flow kg/sec	43	Mass flow kg/sec	43
Average mol wt	44,01	Average mol wt	44,01
Actual dens kg/m3	642,7697	Actual dens kg/m3	694,9378
Actual vol m3/h	240,8327	Actual vol m3/h	222,7538
Std liq m3/h	187,1828	Std liq m3/h	187,1828
Std vap 0 C m3/h	78837,3715	Std vap 0 C m3/h	78837,3715
Cp kJ/kg-K	2,7136	Cp kJ/kg-K	2,1434
Z factor	0,4673	Z factor	0,6576
Visc N-s/m2	4,96E-05	Visc N-s/m2	5,65E-05
Th cond W/m-K	0,0712	Th cond W/m-K	0,0798

Tabella 4 – Condizioni termodinamiche ingresso/uscita dell'espansore

Turbine Inlet		Turbine Outlet	
Molar flow kmol/sec	0,9771	Molar flow kmol/sec	0,9771
Mass flow kg/sec	43	Mass flow kg/sec	43
Temp C	374,1025	Temp C	275,4359
Pres bar	288,12	Pres bar	107,5
Vapor mole fraction	1	Vapor mole fraction	1
Enth kJ/sec	-3,71E+05	Enth kJ/sec	-3,75E+05
Tc C	31,05	Tc C	31,05
Pc bar	73,8152	Pc bar	73,8152
Std. sp gr. wtr = 1	0,827	Std. sp gr. wtr = 1	0,827
Std. sp gr. air = 1	1,52	Std. sp gr. air = 1	1,52
Degree API	39,6004	Degree API	39,6004

Average mol wt	44,01	Average mol wt	44,01
Actual dens kg/m ³	222,1003	Actual dens kg/m ³	105,43
Actual vol m ³ /h	696,9824	Actual vol m ³ /h	1468,2733
Std liq m ³ /h	187,1828	Std liq m ³ /h	187,1828
Std vap 0 C m ³ /h	78837,3715	Std vap 0 C m ³ /h	78837,3715
-- Vapor only --		-- Vapor only --	
Molar flow kmol/sec	0,9771	Molar flow kmol/sec	0,9771
Mass flow kg/sec	43	Mass flow kg/sec	43
Average mol wt	44,01	Average mol wt	44,01
Actual dens kg/m ³	222,1003	Actual dens kg/m ³	105,43
Actual vol m ³ /h	696,9824	Actual vol m ³ /h	1468,2733
Std liq m ³ /h	187,1828	Std liq m ³ /h	187,1828
Std vap 0 C m ³ /h	78837,3715	Std vap 0 C m ³ /h	78837,3715
Cp kJ/kg-K	1,293	Cp kJ/kg-K	1,1801
Z factor	1,061	Z factor	0,984
Visc N-s/m ²	3,49E-05	Visc N-s/m ²	2,77E-05
Th cond W/m-K	0,0557	Th cond W/m-K	0,0417

2 Organizzazione dei layout (linee d'albero e componentistica)

Le turbomacchine operanti a CO₂ transcritica e supercritica presentano configurazioni ben diverse dalle turbomacchine convenzionali per liquidi, gas o vapori a causa delle peculiarità del fluido relative a pressioni, temperature e volumi specifici nelle condizioni di utilizzo del fluido. A titolo di esempio si rammenta che la densità della CO₂ alla sezione di uscita della turbina richiesta da un ciclo Brayton a S-CO₂ può essere anche 10000 volte maggiore della densità del fluido alla sezione di uscita di una turbina a vapor d'acqua a condensazione e più di 100 volte superiore della densità dei gas di scarico di una comune turbina a gas. Le macchine, pertanto, risulteranno molto compatte e, se da un lato ciò comporta benefici in termini di costi per i materiali, pesi e ingombri, dall'altro pone sfide notevoli dal punto di vista progettuale.

2.1 Turbo-gruppo per il ciclo di potenza

In base a quanto riportato in (Brun K. 2017), è necessario porre notevole attenzione all'efficienza delle turbomacchine per cicli di potenza a S-CO₂, poiché le loro prestazioni giocano un ruolo fondamentale sul rendimento complessivo del ciclo. A titolo di esempio, per un ciclo Brayton semplice avente temperatura massima di 700°C, ogni incremento del rendimento dell'espansore del 2% porta ad un aumento di circa 1% del rendimento di ciclo, mentre l'impatto relativo alle prestazioni del compressore è circa la metà. Il trend risulta circa lineare nel range di prestazioni tipico per le turbomacchine e se in valore assoluto i rendimenti cambiano a seconda del tipo di ciclo e della taglia di riferimento, il tipo di rapporto esistente tra prestazioni delle turbomacchine e del ciclo complessivo rimane più o meno invariato.

Il layout del turbo-gruppo per il ciclo di potenza deve necessariamente tener conto delle specifiche dei singoli componenti, ma anche della necessità di flessibilità ai carichi parziali, della velocità di messa in funzione e spegnimento del gruppo e, cosa di non poco conto, dei limiti meccanici causati dalle alte pressioni che devono essere raggiunte dal fluido. La soluzione sicuramente più compatta sarebbe porre tutte le macchine su un unico albero direttamente connesso con il generatore elettrico. Quest'ultimo verrebbe alloggiato nella stessa cassa del turbo-gruppo. Ciò, tuttavia, non è possibile a causa delle perdite per ventilazione proibitive nella cavità del motore (Kimball et al., 2012). Qualsiasi soluzione alternativa al porre a pressioni inferiori il motore e (ove necessario) il riduttore di velocità comporterebbe, al momento, problemi insormontabili su tenute e cuscinetti.

In (Kalra et al., 2014) vengono presentate e discusse diverse configurazioni, riportate in Figura 3. In particolare:

- 1) Un turbomotore con il sistema di compressione servito da un generatore elettrico ausiliario;
- 2) Un sistema bi-albero in cui i compressori insistano su una linea d'albero connessa tramite un variatore di giri al sistema turbina-generatore elettrico;
- 3) Un sistema a doppio albero con un gruppo "free-standing" composto dai compressori e da un espansore di alta pressione e un secondo espansore connesso fluidodinamicamente con il primo e in linea d'albero con il generatore elettrico;
- 4) Un turbo-gruppo unico connesso tramite un riduttore di giri al generatore elettrico.

Nel caso di gruppi per piccole potenze, fino a circa 3 MWe, turbomacchine e generatore elettrico possono operare ad elevato numero di giri. In tal caso si deve considerare una elettronica di potenza più costosa per adeguare la potenza elettrica generata alla frequenza di rete. Per potenze intermedie (fino a 50 MWe) tutte le configurazioni fino ad ora prese in considerazione in letteratura prevedono un riduttore di giri tra turbina e generatore elettrico (Brun K.,2017). Altre configurazioni possibili riprendono le strutture delle tipiche macchine industriali, organizzate su più alberi a giri diversi che insistono su un unico variatore di giri. Con tali soluzioni si riducono i costi relativi al generatore elettrico e si consente l'ottimizzazione di tutte le macchine del turbo-gruppo, tuttavia i costi relativi a cuscinetti e tenute subiscono un incremento, il turbo-gruppo presenta maggiori problemi di affidabilità e manutenibilità e va considerata una perdita di potenza aggiuntiva al pignone del 2-4% che inficia i miglioramenti ottenuti con un dimensionamento ottimizzato di ogni componente.

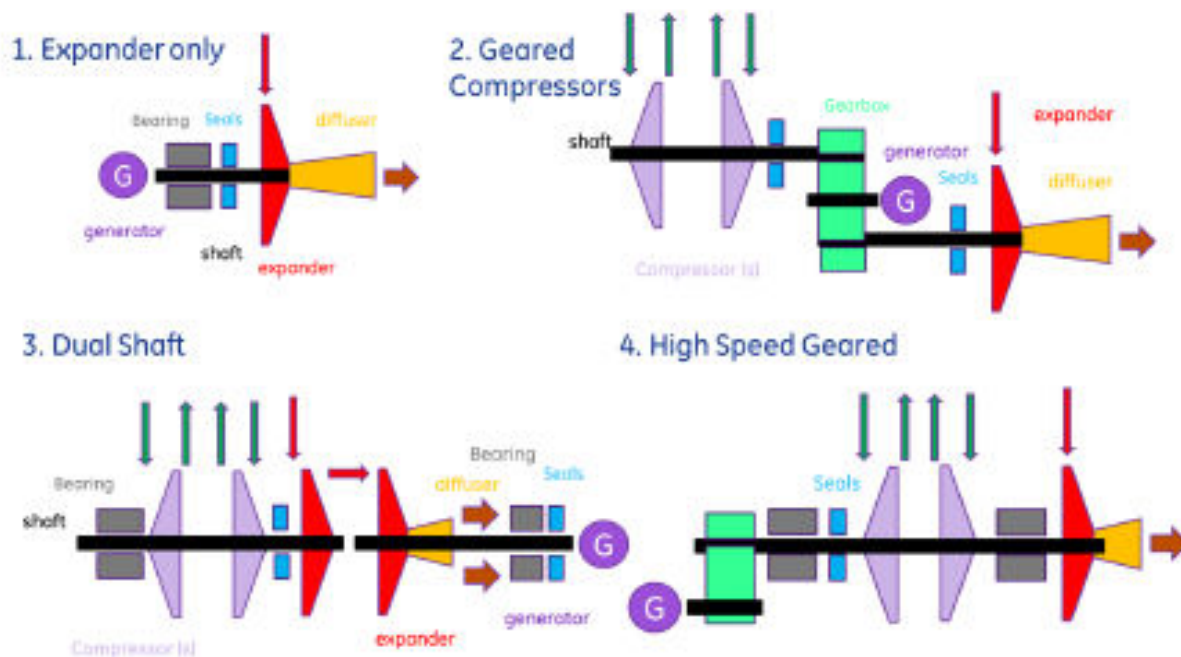


Figura 3 – Possibili configurazioni in linee d'albero per macchine a CO2 supercritica (Kalra, 2014)

In base a tutte le considerazioni precedenti, si è ritenuto opportuno scegliere una configurazione a doppio albero per il turbo-gruppo da 15 MWe da scalare verso potenze più piccole (verso i 3 MWe). In Figura 4 ne è riportato uno schema di principio. Entrambi i compressori (MC e RC) sono serviti da un primo stadio di espansione (E1). Il numero di giri di tale albero viene ottimizzato tenendo conto delle specificità dei due componenti critici (MC e RC), nonché dei principali vincoli meccanici (resistenza a torsione dell'albero). Connesso fluidodinamicamente con l'espansore E1 vi è un secondo espansore (E2) di bassa pressione, che funge da turbina di potenza in quanto connesso con il generatore elettrico. Tale configurazione consente di privilegiare la flessibilità operativa del turbo-gruppo, trovando un buon compromesso con l'esigenza di ottimizzare il dimensionamento dei singoli componenti per non deprimerne il rendimento. Alcuni svantaggi di tale configurazione sono legati ai costi, in quanto bisogna provvedere a due casse distinte, a sistemi di lubrificazione, tenute, cuscinetti e sistemi ausiliari tipicamente più complessi rispetto a configurazioni compatte. Inoltre, va tenuto presente che le perdite volumetriche per trafileamento aumentano proporzionalmente con il numero di tenute sugli alberi. Tali aspetti, pur importanti, sono stati ritenuti secondari rispetto ai numerosi vantaggi succitati.

Nell'organizzazione dell'albero "free-standing" è necessario, prima di tutto, considerare il posizionamento dei compressori. Si è ritenuto opportuno porre ad un estremo l'espansore, mentre, per l'altro capo, le possibili soluzioni da analizzare sono le seguenti:

- 1) MC esterno e RC interno, ovvero MC alloggiato ad un estremo dell'albero, RC in un tratto intermedio dell'albero stesso;
- 2) RC esterno e MC interno, ovvero RC alloggiato ad un estremo dell'albero, MC in un tratto intermedio dell'albero.
- 3) Il vincolo principale sulla scelta dell'una o dell'altra configurazione deriva principalmente da motivi di carattere strutturale. Infatti, mentre i diametri del tratto dell'albero in cui è alloggiato il compressore esterno devono essere scelti tenendo conto della sola potenza trasferita sul compressore esterno, i diametri del tratto dell'albero in cui è alloggiato il compressore intermedio devono essere scelti tenendo conto sia della potenza trasferita sul compressore intermedio sia della potenza trasferita sul compressore esterno. Inoltre, se il compressore è pluristadio, il diametro dell'albero di ciascuno stadio deve essere scelto sulla base della potenza trasferita sul

singolo stadio più la somma delle potenze trasferite su tutti gli stadi a valle di esso. Esiste quindi in corrispondenza di ciascuno stadio un diametro minimo per l'albero dipendente dalla posizione dello stadio e dal numero complessivo di stadi.

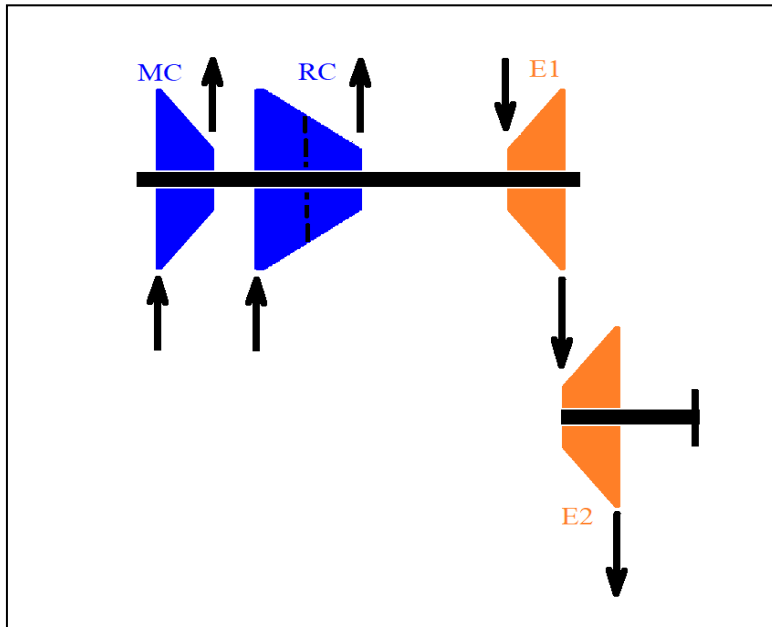


Figura 4 – Schema su due linee d'albero del turbogruppo di potenza

Il diametro dell'albero a sua volta vincola le scelte progettuali relative alla geometria della sezione d'ingresso delle giranti di ciascuna macchina. E' stata considerata una tipica maggiorazione del 15% del diametro interno della sezione ingresso girante ($D_{1,i}$) rispetto al diametro dell'albero D_a ovvero un rapporto:

$$\frac{D_{1,i}}{D_a} = 1,15$$

per cui imporre un limite inferiore su D_a equivale ad imporre un limite inferiore su $D_{1,i}$.

In base ai dati forniti dall'ENEA e con l'ausilio del software del NIST REFPROP 9, sono state valutate tutte le grandezze termodinamiche di ristagno e statiche relative alle sezioni di ingresso e uscita. Sono stati stimati il lavoro isoentropico e la potenza isoentropica richiesta.

In particolare, dai calcoli effettuati per il turbogruppo taglia 15 MWe risulta:

Main Compressor MC	
$\Delta \bar{h}_{is}$	40,56 kJ/kg
P_{is}	6084 kW

Recompressor RC	
$\Delta \bar{h}_{is}$	85,45 kJ/kg
P_{is}	4272 kW

Si osserva come, a parità di rapporto di compressione, la variazione di entalpia di ristagno e quindi il lavoro per unità di massa che è necessario fornire al fluido è minore nel caso del MC che opera in condizioni più vicine al punto critico.

Essendo nota la potenza isoentropica associata a ciascuno dei due compressori, al variare del numero degli stadi ($n. s.$) del compressore ciascuno stadio deve trasferire una potenza:

$$P_{i, is} = \frac{m \Delta \bar{h}_{is}}{n. s.}$$

Si ipotizza per entrambi i compressori un rendimento totale di primo tentativo $\eta^* = 0,8$ in base al quale è possibile ricavare la potenza reale trasferita attraverso il singolo stadio P_i .

Il momento torcente M_t in corrispondenza dell' i -esimo stadio si ricava quindi come:

$$M_t = \frac{\sum P_i}{\omega}$$

Dove con $\sum P_i$ si è indicata la somma delle potenze trasferite su tutti gli stadi a valle dell' i -esimo stadio più la potenza trasferita sull' i -esimo stadio.

Per la verifica a torsione sull'albero si sceglie sforzo di taglio massimo ammissibile $\tau_{max} = 70 \text{ N/mm}^2$. In base a tale valore è possibile ricavare il diametro minimo dell'albero $D_{a, min}$ mediante la seguente relazione:

$$\tau_{max} = \frac{M_t}{W_t} = \frac{16M_t}{\pi D_{a, min}^3}$$

in cui W_t è il modulo di resistenza a torsione nel caso di sezione circolare.

Un altro aspetto da tenere in considerazione inizialmente è la scelta del numero di giri del gruppo turbocompressore. Tale scelta risulta correlata alle scelte progettuali relative ai compressori, componenti critici rispetto all'espansore a causa della minore portata volumetrica e del maggiore rapporto di compressione. Date le dimensioni ridotte del gruppo turbocompressore, il numero di giri avrà un valore relativamente elevato. E' stato esplorato un range tra 15000 e 30000 giri/min in base a quanto presente in letteratura (Brun K., 2017) e nella pratica costruttiva dei compressori centrifughi industriali (Ludtke K.H., 2010). Sono stati analizzati i seguenti casi:

- $n = 15000 \text{ rpm}$;
- $n = 20000 \text{ rpm}$;
- $n = 25000 \text{ rpm}$;
- $n = 30000 \text{ rpm}$.

Occorre osservare che la scelta del numero di giri non influenza solo la geometria del compressore e le prestazioni ottenibili, ma anche il dimensionamento dell'albero su cui i compressori alloggianno, poiché a parità di potenza trasferita a numeri di giri inferiori corrispondono momenti torcenti maggiori e quindi diametri minimi maggiori.

Si è proceduto, quindi, effettuando un primo dimensionamento di massima per la sezione d'ingresso e per la sezione d'uscita delle giranti di ciascuno dei due compressori, sotto l'ipotesi iniziale che essi operino in condizioni isoentropiche. Il dimensionamento di massima è stato condotto per ognuna delle possibili configurazioni ottenibili variando la posizione reciproca dei compressori sull'albero, il numero degli stadi e il numero di giri. Con l'obiettivo di privilegiare comunque le soluzioni a numero di stadi minori, si sono analizzati tutti i casi relativi ad un numero di stadi pari a 1 e 2, e solo qualora non si siano trovati per essi soluzioni accettabili si è considerato un numero di stadi superiore.

La procedura di dimensionamento utilizzata è la stessa che verrà descritta in dettaglio nel paragrafo successivo e che verrà impiegata per il dimensionamento preliminare di tutti i compressori centrifughi per la soluzione finale scelta, dovendo aggiungere ad essa anche il computo delle perdite fluidodinamiche e meccaniche della macchina e alcuni effetti secondari legati alla tridimensionalità delle macchine. Dai dimensionamenti di massima effettuati in questa fase si sono ricavati alcuni parametri geometrici e cinematici relativi alla sezione d'ingresso e di uscita che sono stati utilizzati come riferimento per valutare la bontà della particolare combinazione considerata, confrontando i valori ottenuti per essi con gli intervalli

di buon progetto proposti nel Rapporto della precedente annualità (Giovannelli A.,2016), che verranno ripresi nei paragrafi successivi.

Basandosi su questa linea guida per ciascuna delle due posizioni reciproche possibili e per ciascuno dei due compressori, sono state prese in considerazione tutte le combinazioni (n.ro di giri/n.ro di stadi) e si è verificato per ciascuna di esse se era possibile trovare una soluzione di dimensionamento da ritenersi accettabile.

I parametri risultati essere più sensibili al variare delle combinazioni considerate e, pertanto, determinanti per le scelte definitive sono stati il coefficiente di carico ψ_2 e il rapporto geometrico tra diametro e altezza palare relativo alla sezione d' uscita b_2/D_2 . Un ulteriore elemento discriminante è stato il diametro minimo della sezione d' ingresso $D_{i1,min}$ per i motivi analizzati in precedenza.

Sulla base dei tentativi effettuati si è osservato innanzitutto che, soprattutto per il MC, la posizione esterna è meno restrittiva della posizione intermedia, cioè alcune delle coppie (n.ro di giri/n.ro di stadi) per le quali si riescono a trovare soluzioni accettabili nel primo caso vengono a decadere nel secondo caso mentre tutte le combinazioni che già non erano valide nel primo caso continuano a non esserlo nel secondo. Ciò è dovuto all' ulteriore restrizione dettata dai più alti valori del $D_{i1,min}$ nel caso di posizionamento intermedio del compressore.

Per il RC, al relativo $\Delta\bar{h}_{iS}$ complessivo pari a circa 85,5 kJ/kg, corrispondono, nell'intervallo di numeri di giri considerati, coefficienti di carico ψ_2 in media alti ed occorre quindi scegliere un numero di stadi via via maggiore di uno al diminuire del numero di giri. Per il MC (a cui è associato un $\Delta\bar{h}_{iS}$ complessivo pari a 40,5 kJ/kg) e per l'intervallo di numeri di giri considerati corrispondono coefficienti di carico ψ_2 in media accettabili già con un singolo stadio che tendono a diventare troppo piccoli all'aumentare del numero di giri e all' aumentare del numero degli stadi. I dettagli, sono riportati nelle tabelle sottostanti.

a) MC esterno e RC interno

MC	DIAMETRO MINIMO DELL' ALBERO			
	Numero di giri			
	30000	25000	20000	15000
1 STADIO				
<i>Primo stadio</i>	64,5 mm	68,5 mm	73,8 mm	81,2 mm
2 STADI				
<i>Primo stadio</i>	51,2 mm	54,4 mm	58,6 mm	64,5 mm
<i>Secondo stadio</i>	64,5 mm	68,5 mm	73,8 mm	81,2 mm
3 STADI				
<i>Primo stadio</i>	44,7 mm	47,5 mm	51,2 mm	56,3 mm
<i>Secondo stadio</i>	56,3 mm	59,8 mm	64,5 mm	70,9 mm
<i>Terzo stadio</i>	64,5 mm	68,5 mm	73,8 mm	81,2 mm

RC	DIAMETRO MINIMO DELL' ALBERO			
	Numero di giri			
	30000	25000	20000	15000
1 STADIO				
<i>Primo stadio</i>	77,0 mm	81,8 mm	88,1 mm	97,0 mm
2 STADI				
<i>Primo stadio</i>	71,3 mm	75,7 mm	81,6 mm	89,8 mm
<i>Secondo stadio</i>	77,0 mm	81,8 mm	88,1 mm	97,0 mm
3 STADI				
<i>Primo stadio</i>	69,1 mm	73,5 mm	79,1 mm	87,1 mm
<i>Secondo stadio</i>	73,3 mm	77,9 mm	83,9 mm	92,3 mm
<i>Terzo stadio</i>	77,0 mm	81,8 mm	88,1 mm	97,0 mm

b) RC esterno e MC interno

RC	DIAMETRO MINIMO DELL' ALBERO			
	Numero di giri			
	30000	25000	20000	15000
1 STADIO				
<i>Primo stadio</i>	57,3 mm	60,1 mm	65,6 mm	72,2 mm
2 STADI				
<i>Primo stadio</i>	45,5 mm	48,3 mm	52,1 mm	57,3 mm
<i>Secondo stadio</i>	57,3 mm	60,1 mm	65,6 mm	72,2 mm
3 STADI				
<i>Primo stadio</i>	39,7 mm	42,2 mm	45,5 mm	50,1 mm
<i>Secondo stadio</i>	50,0 mm	53,2 mm	57,3 mm	63,1 mm
<i>Terzo stadio</i>	57,3 mm	60,1 mm	65,6 mm	72,2 mm

MC	DIAMETRO MINIMO DELL' ALBERO			
	Numero di giri			
	30000	25000	20000	15000
1 STADIO				
<i>Primo stadio</i>	76,9 mm	81,8 mm	88,1 mm	96,9 mm
2 STADI				
<i>Primo stadio</i>	68,5 mm	72,8 mm	78,4 mm	86,3 mm
<i>Secondo stadio</i>	76,9 mm	81,8 mm	88,1 mm	96,9 mm
3 STADI				
<i>Primo stadio</i>	65,2 mm	69,3 mm	74,6 mm	82,1 mm
<i>Secondo stadio</i>	71,5 mm	76,0 mm	81,9 mm	90,2 mm
<i>Terzo stadio</i>	76,9 mm	81,8 mm	88,1 mm	96,9 mm

A conclusione dei dimensionamenti effettuati le soluzioni ritenute valide o comunque accettabili sono quelle riportate nella tabella sottostante.

a) MC esterno e RC interno

b) RC esterno e MC interno

	<u>Numero di giri</u>			
	<u>30000</u>	<u>25000</u>	<u>20000</u>	<u>15000</u>
<u>MC</u>	1	1	1 o 2	1 o 2
<u>RC</u>	1	2	2	3

	<u>Numero di giri</u>			
	<u>30000</u>	<u>25000</u>	<u>20000</u>	<u>15000</u>
<u>RC</u>	1 o 2	2	2	3
<u>MC</u>	-	1	1	2

In base ai risultati preliminari ottenuti, la combinazione finale scelta corrisponde a 25000 rpm con il MC posizionato esternamente e costituito da un unico stadio di compressione e con l'RC posizionato internamente e costituito da 2 stadi.

2.2 Turbo-gruppo per il sistema di compressione

I sistemi di compressione per la CO2 proposti dalle Aziende del settore sono sistemi per la sequestrazione della CO2 in impianti a carbone di grande taglia. Sono, tipicamente, composti da numerosi stadi centrifughi interrefrigerati disposti su una o più linee d'asse a seconda dello specifico know-how aziendale.

Il turbogruppo in esame è un sistema di taglia inferiore, sottoposto ad una turbina a gas di taglia media e pertanto, saranno necessarie soluzioni innovative rispetto a quanto già presente sul mercato.

In base ai dati forniti (portata e salto entalpico), le migliori configurazioni per il compressore sono quelle relative ad una macchina monostadio centrifuga. Valutando i numeri di giri specifici di buon progetto (Giovannelli A., 2016), si deduce che il componente dovrà essere collegato ad un albero ad alta velocità. Poiché l'espansore mette a disposizione una potenza maggiore di quella necessaria alla movimentazione del compressore, si è ritenuto opportuno separare l'espansore in due componenti in serie, connessi

fluidodinamicamente. In Figura 5 è raffigurato uno schema delle linee d'albero del turbogruppo di compressione.

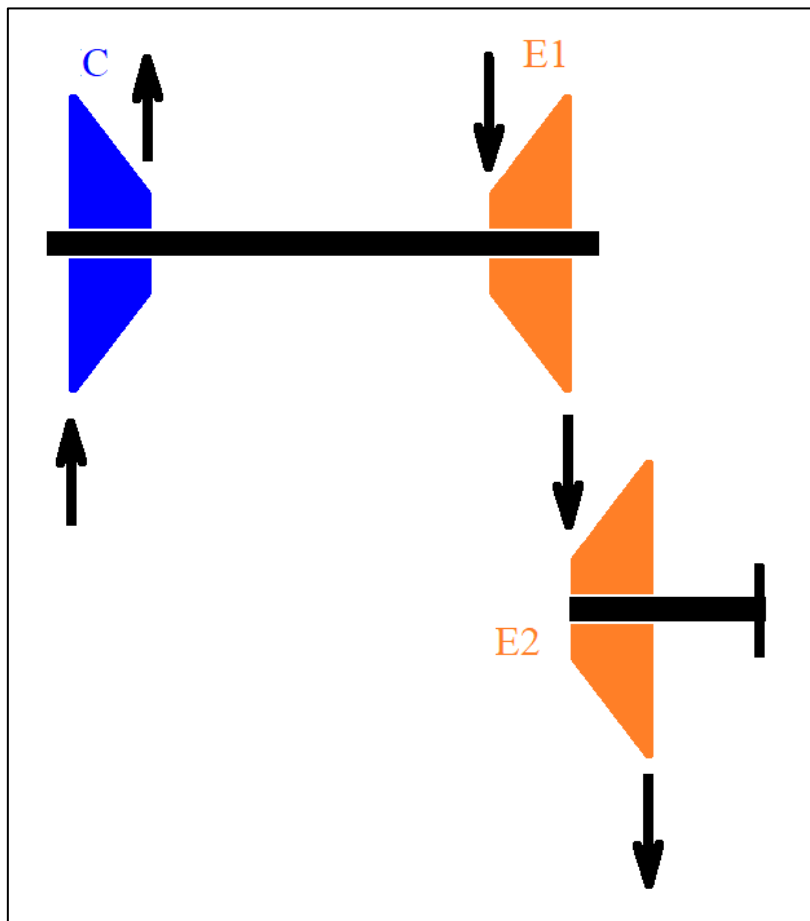


Figura 5 – Schema su due linee d'albero del turbogruppo di compressione

Come per il caso precedentemente illustrato, sono stati effettuati dimensionamenti preliminari al variare del numero di giri dell'alberino del compressore, per verificare che i diametri minimi delle macchine fossero compatibili con il diametro minimo dell'albero in base alla verifica a torsione. In particolare, sono stati considerati numeri di giri tra 15000 e 35000 rpm. Al termine di tale fase esplorativa, è stato fissato un numero di giri nominale per l'alberino del compressore pari a 30000 rpm. Supponendo l'utilizzo di un acciaio legato il diametro minimo dell'albero è di 29 mm e pertanto si considera un diametro minimo per le giranti dei due componenti di 34 mm.

Per la turbina di potenza, si è ritenuto opportuno fissare un numero di giri nominale di 15000 rpm. Per il secondo stadio di espansione il diametro minimo della girante non è un vincolo stringente poiché la portata volumetrica all'occhio di uscita girante centripeta risulta ben più alta di quella degli altri due componenti (C ed E1) da dimensionare.

3 Design termo-fluidodinamico del turbo-gruppo per il ciclo di potenza

Per il turbo-gruppo del ciclo di potenza, si è ritenuto opportuno dimensionare i componenti per l'impianto di taglia superiore (15 MWe) ed effettuare successivamente lo "scale-down" tramite regole di similitudine, ricavando informazioni sulla minima taglia per la quale possa essere effettuata la compressione con compressore principale e ricompressore. Esiste, infatti, una minima portata volumetrica (e quindi una minima sezione di passaggio dell'efflusso) al di sotto della quale non è possibile l'utilizzo di turbomacchine. Al di sotto di tale soglia imposta dalla stessa conformazione delle macchine, si potrà ancora valutare l'utilizzo di turbomacchine rispetto a macchine volumetriche, ma in tal caso, si consiglia di eliminare il ricompressore e adottare schemi d'impianto semplificati (a rendimento inferiore) con un'unica trasformazione di compressione che elabori l'intera portata.

Di seguito sono riportati i dimensionamenti effettuati per il compressore RC bi-stadio, il compressore MC monostadio, l'espansore connesso ai compressori (E1) e la turbina di potenza (E2). In particolare, per il compressore RC viene riportata per esteso l'intera procedura di dimensionamento alla linea media di tutti i componenti (in base a quanto era stato delineato nel rapporto tecnico della precedente annualità). Inoltre, è stato riportato in dettaglio anche il confronto tra i risultati ottenuti con tale procedura e quelli relativi alle simulazioni CFD tridimensionali effettuate con ANSYS-CFX su tre geometrie generate in base al dimensionamento preliminare iniziale. Per brevità, sono illustrati i risultati relativi alla sola girante del secondo stadio del compressore RC che risulta essere quella maggiormente critica in base all'esigua portata volumetrica e all'elevato rapporto di compressione. Una volta ottenuti risultati di dettaglio in linea con quanto atteso, sono state applicate anche a tutti gli altri componenti le medesime correzioni alle correlazioni per lo slip-factor e le perdite. In tal modo è stato possibile tener conto delle specifiche caratteristiche del fluido nei fenomeni relativi all'irrotazionalità e ai flussi secondari all'interno delle giranti rispetto a quanto riportato in letteratura per fluidi convenzionali.

3.1 Compressore RC

Stadio 1

Si faccia riferimento alla seguente nomenclatura per individuare le sezioni notevoli del I stadio del compressore RC:

1. sezione ingresso girante;
2. sezione uscita girante/ingresso diffusore liscio;
3. sezione uscita diffusore liscio/ingresso diffusore palettato;
4. sezione uscita diffusore palettato/ingresso gomito palettato;
5. sezione uscita gomito palettato/ingresso canale di ritorno;
6. sezione uscita canale di ritorno.

Girante

Il dimensionamento della sezione d'ingresso della girante avviene attraverso la risoluzione del seguente sistema di equazioni:

$$1) m = \rho_1 \frac{\pi}{4} D_{1e}^2 (1 - \chi_1^2) c_{1m}$$

$$2) \bar{h}_1 = h_1 + \frac{c_1^2}{2}$$

$$3) \chi_1 = \frac{D_{1i}}{D_{1e}}$$

$$4) D_1 = \frac{D_{1e} + D_{1i}}{2}$$

$$5) b_1 = \frac{D_{1e} - D_{1i}}{2}$$

$$6) \varphi_{1e} = \frac{c_{1m}}{u_{1e}}$$

$$7) u_{1e} = \frac{\pi D_{1e} n}{60}$$

$$8) u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}$$

$$9) \tan(\alpha_1) = \frac{c_{1m}}{c_{1u}}$$

$$10) w_{1u} = u_1 - c_{1u}$$

$$11) \tan(\beta_1) = \frac{w_{1m}}{w_{1u}}$$

$$12) w_{1m} = c_{1m}$$

$$13) c_1 = \sqrt{c_{1m}^2 + c_{1u}^2}$$

$$14) w_1 = \sqrt{w_{1m}^2 + w_{1u}^2}$$

dove la densità ρ_1 e l'entalpia h_1 sono note poichè coincidenti con quelle in ingresso alla macchina, mentre le restanti grandezze termodinamiche statiche possono essere ricavate tramite il database NIST REFPROP v9. Ricavata, in particolare, l'entropia s_1 e calcolata \bar{h}_1 , è possibile determinare anche le restanti grandezze termodinamiche di ristagno.

Le equazioni da 9) a 12) vengono risolte in corrispondenza di tre quote lungo l'altezza della pala, ovvero in corrispondenza del diametro esterno D_{1e} , del diametro medio D_1 e del diametro interno D_{1i} della sezione d'ingresso.

Per la scelta del numero di pale della girante (z_G) occorre considerare che esso proviene da un compromesso tra l'esigenza di avere uno "slip factor" non troppo basso (vedi successivamente) e l'esigenza di contenere le perdite fluidodinamiche (correlate alla superficie bagnata). Il numero delle pale viene calcolato tramite la formula di Eckert:

$$z_G = \text{Int sup} \left[\frac{2\pi \cos\left(\frac{\beta_2 + \beta_1}{2}\right)}{\frac{s/c}{\ln\left(\frac{D_2}{D_1}\right)}} \right]$$

in cui s/c è il rapporto passo-corda preso pari a 0,4 (Osnaghi, 2006).

Come detto per la sezione d'ingresso, la densità del fluido è nota poichè coincidente con quella di ingresso macchina. Si vedrà in seguito che per le sezioni successive occorrerà implementare un metodo risolutivo atto a determinare la densità del fluido, dovendo tenere conto del fatto che nel caso reale le perdite fluidodinamiche comportano un aumento dell'entropia del sistema.

La risoluzione del sistema porta alla definizione dei parametri geometrici e cinematici relativi alla sezione d'ingresso. Occorre osservare che non vi è piena libertà nel valore che tali parametri possono assumere, ma per ciascuno di essi esistono degli intervalli di buon progetto basati sull'esperienza maturata nella progettazione di compressori centrifughi. Nel presente lavoro si è fatto riferimento ai valori consigliati da (Ludtke, 2010) e (Osnaghi, 2006), che sono stati utilizzati come linea guida per il valore da assegnare ai parametri scelti come gradi di libertà e successivamente per la verifica dei risultati.

In particolare, per la sezione d'ingresso vengono consigliati i seguenti intervalli di valori di buon progetto:

- $\chi_1 = 0,3 - 0,7$
- $\beta_{1e} = 15^\circ - 35^\circ$
- $\frac{\Delta\alpha}{\Delta r} = 0,6 - 1,0$

dove $\Delta\alpha/\Delta r$ rappresenta il rapporto tra l'estensione assiale e l'estensione radiale della girante. Come gradi di libertà, sono stati assegnati i seguenti valori:

- $c_{1u} = 0$ m/s (si assume nulla la pre-rotazione dell'efflusso in ingresso alla girante su tutta l'altezza pala).
- $\varphi_{1e} = 0,3$ (in particolare il vincolo sul valore da assegnare a β_{1e} si traduce direttamente in un intervallo di valori ammissibili $0,27 \leq \varphi_{1e} \leq 0,7$)
- $\chi_1 = 0,6$

I triangoli di velocità e le grandezze termodinamiche del fluido ricavate si riferiscono ad una sezione a monte della sezione d'ingresso della girante. I loro valori si differenziano tuttavia dai corrispondenti relativi ad una sezione subito a valle della sezione d'ingresso della girante per la presenza di due fenomeni che modificano le condizioni d'efflusso e in particolare il valore della velocità meridiana.

Il primo fenomeno è legato all'incremento della portata massica effettivamente elaborata dalla girante (m_g) rispetto a quella evolvente attraverso il resto della macchina (m). Tale incremento deriva dal fatto che si viene a formare un moto di ricircolo tra sezione d'uscita e sezione d'ingresso della girante, attraverso il gioco esistente tra disco e cassa e controdisco e cassa, e dovuto alla differenza di pressione tra le due sezioni. A questa perdita di portata massica elaborata in uscita dalla girante corrisponde un rendimento volumetrico esprimibile come:

$$\eta_v = \frac{m}{m_g}$$

Pertanto, a parità di sezione d'ingresso, se aumenta la portata massica (da m a m_g), aumenta anche la velocità meridiana del fluido.

Il secondo fenomeno è legato alla contrazione della vena fluida in ingresso a causa dell'ingombro palare. Pertanto, a parità di portata massica m_g , si avrà un ulteriore aumento della velocità meridiana del fluido. Si ipotizza un ingombro palare pari a $\delta_1 = 0,8$ in base al quale è possibile ricavare lo spessore delle pale:

$$t_1 = \frac{\pi D_1}{z} (1 - \delta_1)$$

Alla variazione di velocità conseguente ai fenomeni sopra descritti corrisponde, poi, per la conservazione dell'entalpia di ristagno, una variazione dell'entalpia statica e quindi di conseguenza della densità del fluido, per cui è necessario risolvere nuovamente il sistema di equazioni visto precedentemente, fissando questa volta il valore dei parametri geometrici precedentemente determinati e aggiungendo nell'equazione di conservazione della portata massica i termini δ_1 e η_v :

$$m = \rho'_1 \frac{\pi}{4} D_{1e}^2 (1 - \chi_1^2) c'_{1m} \delta_1 \mu_v$$

A partire dalla risoluzione del nuovo sistema di equazioni si possono determinare i nuovi triangoli di velocità ed, in particolare, i nuovi angoli di efflusso relativi a cui far corrispondere gli angoli costruttivi delle pale in ingresso alla girante.

Il dimensionamento della sezione d'uscita della girante avviene, invece, attraverso la risoluzione del sistema di equazioni di seguito riportato. In particolare si fa riferimento alla sezione a monte della fine delle pale, considerando quindi nelle formule l'ingombro pale e il rendimento volumetrico.

$$1) m = \rho_2 \pi D_2 b_2 c_{2m} \delta_2 \mu_v$$

$$2) \rho_2 = f(h_2; p_2)_{REFPROP}$$

$$3) \Delta \bar{h}_{12} = u_2 c_{2u}$$

$$4) \Delta \bar{h}_{12} = \Delta \bar{h}_{12,s} + \Delta \bar{h}_{in}$$

$$5) \bar{h}_2 = \bar{h}_1 + \Delta \bar{h}_{12}$$

$$6) h_2 = \bar{h}_2 - \frac{c_2^2}{2}$$

$$7) u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}$$

$$8) \chi_2 = \frac{D_2}{D_1}$$

$$9) \varphi_2 = \frac{c_{2m}}{u_2}$$

$$10) \psi_2 = \frac{c_{2u}}{u_2}$$

$$11) \tan(\alpha_2) = \frac{c_{2m}}{c_{2u}}$$

$$12) w_{2u} = u_2 - c_{2u}$$

$$13) \tan(\beta_2) = \frac{w_{2m}}{w_{2u}}$$

$$14) w_{2m} = c_{2m}$$

$$15) c_{2m} = \frac{c_{2m}}{c'_{1m}} c'_{1m}$$

$$16) c_2 = \sqrt{c_{2m}^2 + c_{2u}^2}$$

$$17) w_2 = \sqrt{w_{2m}^2 + w_{2u}^2}$$

La risoluzione del sistema porta alla definizione dei parametri geometrici e cinematici relativi alla sezione d'uscita. Anche in questo caso non vi è piena libertà sul valore che tali parametri possono assumere, ma per ciascuno di essi esistono degli intervalli di buon progetto basati sull'esperienza nella progettazione di compressori centrifughi.

In letteratura, per i parametri della sezione d'uscita vengono consigliati i seguenti intervalli di buon progetto:

- $D_{1e}/D_2 = 0,5 - 0,7$
- $b_2/D_2 = 0,03 - 0,08$

- $\alpha_2 = 10^\circ - 25^\circ$
- $\beta_2 = 40^\circ - 50^\circ$
- $\varphi_2 = 0,2 - 0,3$
- $\psi_2 = 0,6 - 0,7$

Si è scelto, innanzitutto, di mantenere costante la componente meridiana della velocità lungo tutta la girante imponendo quindi la condizione:

- $\frac{c_{2m}}{c'_{1m}} = 1$

Questa condizione (unita alla condizione precedentemente imposta di $c_{1u} = 0$ m/s) permette di esprimere il grado di reazione R della girante tramite un'espressione semplificata:

$$R = 1 - \frac{\psi_2}{2}$$

Inoltre, si è imposto uno spessore costante per le pale lungo tutto il condotto rotorico, ovvero:

- $t_2 = t_1$

Per la risoluzione del sistema è necessario a questo punto imporre il valore di una variabile che assume il ruolo di grado di libertà. E' stata scelta, a questo scopo, la variabile χ_2 alla quale, dopo una serie di tentativi, è stato dato il valore di 1,9.

Nel risolvere il sistema di equazioni, si è dovuto inoltre tenere conto di alcuni aspetti legati alla determinazione delle grandezze termodinamiche.

Un primo aspetto è legato al fatto che, rispetto al caso di compressione isoentropica, nel valutare l'entità del lavoro di Eulero da conferire al fluido (pari alla variazione di entalpia di ristagno $\Delta \bar{h}_{12}$ tra ingresso e uscita della girante) occorre considerare le perdite interne che si hanno nei vari componenti dello stadio. Tali perdite sono state valutate mediante correlazioni semi-empiriche presenti in letteratura, che esprimono tali perdite proprio in termini di incremento di entalpia statica di fine trasformazione tra caso ideale e reale a parità di pressione di fine trasformazione.

In Figura 6 è riportata una generica trasformazione termodinamica dallo stato 1 allo stato 2. Si osserva che, a parità di pressione finale p_2 nel caso isoentropico si raggiunge lo stato 2s a cui corrisponde l'entalpia h_{2s} mentre nel caso reale si raggiunge lo stato 2 a cui corrisponde l'entalpia h_2 maggiore di h_{2s} . Le perdite interne relative alla generica trasformazione sono quindi esprimibili come:

$$\Delta h_{in} = h_2 - h_{2s}$$

La somma di tutte le perdite interne lungo lo stadio risulta, pertanto pari alla differenza tra l'entalpia statica che si ha in uscita dallo stadio nel caso reale e di quella che si avrebbe nel caso isoentropico.

$$\sum_i^f \Delta h_{in,i} = h_f - h_{f,s}$$

Poiché, tuttavia, si fa in modo che all'uscita di ciascuno stadio la velocità assoluta del fluido ritorni al valore che essa aveva in ingresso, la variazione complessiva di entalpia statica tra ingresso e uscita dello stadio coincide con la variazione complessiva di entalpia di ristagno ovvero con il lavoro di Eulero. Si può quindi anche scrivere:

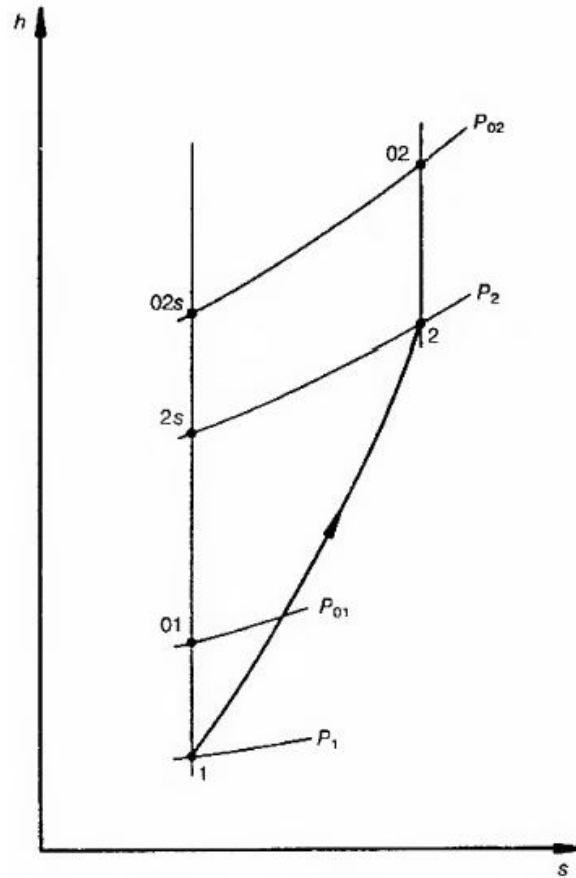


Figura 6 - Trasformazione di compressione riportata sul piano termodinamico entalpico.

$$\sum_i^f \Delta h_{in,i} = \Delta \bar{h}_{in}$$

Poiché le perdite interne sono, in generale, funzione delle velocità del fluido lungo gli elementi dello stadio, è necessario implementare una procedura iterativa che, a partire da un valore di primo tentativo $\Delta \bar{h}_{12}^*$ permetta di valutare le velocità del fluido lungo gli elementi dello stadio, di determinare l'entità delle perdite interne $\Delta \bar{h}_{in}$ e (a parità di $\Delta \bar{h}_{12,s}$) il nuovo valore di $\Delta \bar{h}_{12}$ da cui iniziare la successiva iterazione.

Un secondo aspetto da considerare è legato, poi, alla determinazione delle restanti grandezze termodinamiche, in particolare della densità del fluido ρ_2 , che è necessario conoscere per calcolare l'altezza palare b_2 dall'equazione di conservazione della portata massica. La difficoltà nasce dal fatto che per conoscere la densità del fluido uscita girante, occorre conoscere almeno due grandezze termodinamiche in corrispondenza di tale sezione. Mentre nel caso di trasformazione isoentropica oltre all'entalpia h_{2s} (che è possibile calcolare) è nota anche l'entropia s_{2s} (poiché pari a s_1) nel caso reale l'entropia del sistema aumenta portandosi ad un valore però non noto a priori. Per risolvere tale problema si è ragionato nel seguente modo: note l'entalpia di ristagno \bar{h}_2 e la velocità assoluta del fluido c_2 si ricava il valore dell'entalpia statica reale h_2 . Sottraendo ad h_2 la somma delle perdite interne relative alla sola girante per quanto detto precedentemente si ottiene l'entalpia statica relativa alla trasformazione isoentropica h_{2s} . Tramite REFPROP noti h_{2s} e $s_{2s} = s_1$ si ricava la pressione p_{2s} che come visto è uguale alla pressione p_2 . Conseguentemente, noti p_2 e h_2 tramite REFPROP si può calcolare la densità ρ_2 e l'entropia reale s_2 , da utilizzare come entropia di partenza (ovvero entropia relativa al caso isoentropico) per la successiva sezione notevole dello stadio. Il metodo risolutivo ora esposto, per determinare la densità e l'entropia reali del fluido, è il medesimo impiegato per le sezioni notevoli successive.

a) Angoli costruttivi delle pale

Gli angoli costruttivi delle pale all'ingresso della girante sono stati posti pari a quelli di efflusso. In questo modo, per le condizioni nominali l'angolo d'incidenza è nullo. Poiché gli angoli d'efflusso relativi variano lungo l'altezza palare, le pale dovranno essere svergolate.

Per quanto riguarda l'angolo costruttivo in uscita, determinato il triangolo di velocità relativo alle condizioni d'efflusso in uscita dalla girante, occorre correggere il valore dell'angolo costruttivo per tenere conto del "difetto di deviazione" ovvero del fenomeno fluidodinamico per il quale in un compressore centrifugo il flusso in uscita da ciascun vano palare non segue la deviazione imposta dalle pale ma una minore.

Il difetto di deviazione è dovuto principalmente all'inerzialità delle particelle di fluido all'interno della girante. Una particella che percorre il canale tra due pale, spostandosi verso la periferia (moto centrifugo) tende a mantenere la propria giacitura iniziale nonostante il condotto sia animato da moto rotatorio attorno all'asse della girante. In virtù di ciò, nel sistema di riferimento relativo, al moto centrifugo della corrente fluida si sovrappone un moto rotatorio in verso opposto a quello di rotazione della girante (vortice controrotante). Ne consegue una variazione del profilo della velocità relativa w in uscita dalla girante perché al vettore corrispondente al moto centrifugo si sovrappone il vettore corrispondente al moto rotatorio: poiché il secondo vettore ha sempre verso opposto rispetto alla velocità periferica, si ha una deviazione del flusso relativo in uscita e un angolo d' efflusso $\beta_2 < \beta_{2c}$. A causa della minore deviazione del flusso si ottiene una componente tangenziale della velocità assoluta (C_{2u}) più piccola e quindi un minore lavoro conferito al fluido rispetto a quello teorico che si avrebbe senza difetto di deviazione. Il lavoro teorico si potrebbe ottenere solo se la girante fosse dotata di un numero infinito di pale in modo che ad ogni falda fluida corrisponda un vano palare e non possa quindi svilupparsi alcun vortice controrotante.

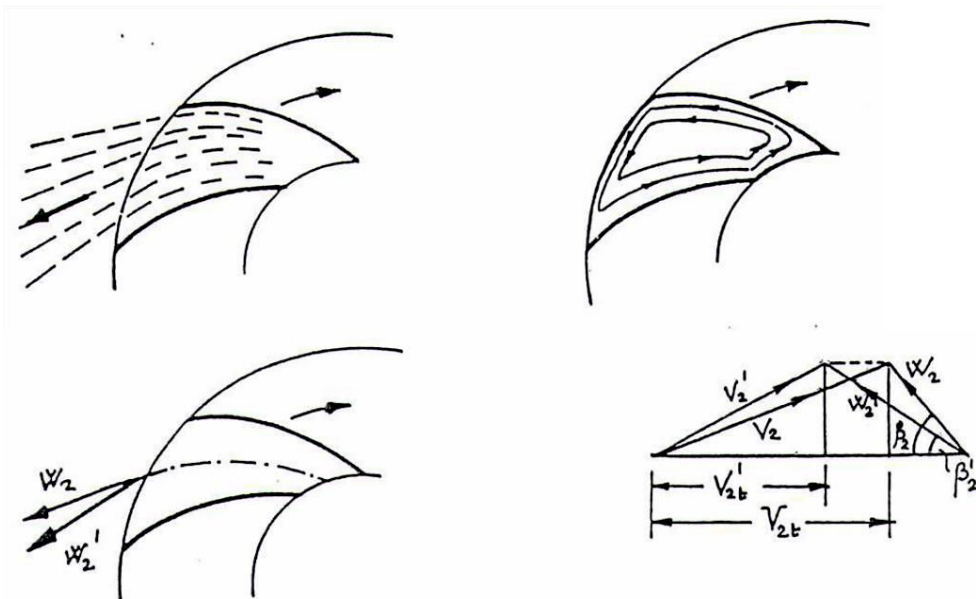


Figura 7- Effetto del vortice controrotante sul triangolo di velocità all' uscita della girante.

Un secondo aspetto, strettamente legato al primo, è dovuto alle differenti pressioni che vengono a crearsi sulle due facce opposte di una stessa pala a causa dell'insorgere del vortice controrotante. La differenza di pressione all'interno del canale comporta, infatti, l'insorgere di una coppia resistente sulla girante perché tende a spingere le pareti delle pale in senso opposto al moto.

Nell'ambito della progettazione nasce quindi la necessità di valutare l'entità della riduzione di prestazione dovuta alla minor deviazione del flusso, in modo tale da poter correggere l'angolo d'inclinazione della pala e ottenere il lavoro di Eulero desiderato. Occorre scegliere un angolo costruttivo delle pale in uscita dalla girante tale da compensare la corrispondente perdita di lavoro. In particolare, tale angolo deve essere scelto in modo che ad esso corrisponda un lavoro conferito al fluido maggiore di quello richiesto in modo che, verificandosi poi lo scorrimento previsto, si abbia come risultato che le pale conferiscono al fluido il

lavoro effettivamente richiesto. Se β_{2c} è l'angolo costruttivo di uscita della pala e β_2 è l'angolo d'efflusso relativo con cui si vuole che il fluido esca dalla girante occorre che sia:

$$\beta_{2c} > \beta_2$$

Per valutare numericamente il difetto di deviazione si ricorre ad un parametro detto "slip factor" definito come il rapporto tra il lavoro di Eulero fornito nel caso di numero finito di pale e il lavoro di Eulero che si potrebbe fornire nel caso di numero infinito di pale ovvero di fluido perfettamente guidato.

$$\sigma = \frac{L_E}{L_{E\infty}} = \frac{u_2 c_{2u}}{u_2 c_{2u\infty}} = \frac{c_{2u}}{c_{2u\infty}}$$

È utile ricordare come la variazione di scambio di lavoro macchina-fluido, dovuta alla differenza tra $L_{E\infty}$ e L_E non rappresenta una dissipazione ma solo un'incapacità della girante a numero finito di pale di trasferire lavoro al fluido.

In letteratura esistono diversi metodi per la valutazione dello slip factor, alcuni dei quali si basano su considerazioni teoriche effettuate su geometrie semplificate. Altre, invece, si basano su relazioni semi-empiriche. Tra le tante formule ne sono state scelte tre, in base alle quali si sono calcolati i valori di σ e quindi i corrispondenti valori di β_{2c} . Come angolo costruttivo β_{2c} è stato preso il valore dato dalla media degli angoli costruttivi ottenuti con le tre formule.

1) Formula di Eck - valida per coefficiente di portata limitati (Angelino, 1969):

$$\sigma = \frac{1}{1 + \frac{\pi}{2z_G \left(1 - \frac{D_1}{D_2}\right) \text{sen}\beta_{2c}}}$$

2) Formula di Stodola:

$$\sigma = 1 - \frac{\pi}{z_G} \frac{\text{sen}\beta_{2c}}{1 + \varphi_2 \cotg\beta_{2c}}$$

2) Formula di Weisner (a partire dai calcoli teorici di Busemann):

$$\sigma = 1 + \frac{\sqrt{\text{sen}\beta_{2c}}}{z_G^{0,7} \varphi_2}$$

Diffusore liscio

Solitamente nelle macchine radiali è lasciato uno spazio tra la sezione d'uscita della girante e la sezione d'ingresso dell'eventuale diffusore palettato. Questo spazio è utile per ridurre la distorsione del flusso che fuoriesce dalla girante e permettere una seppur parziale riorganizzazione del fluido. Inoltre, esso garantisce un effetto pre-diffusivo, a cui corrisponde una riduzione del numero di Mach, che potrebbe essere eccessivamente alto e non idoneo alla sezione d'ingresso del diffusore palettato.

Una correlazione empirica proposta da (Aungier, 1989) permette di ricavare il diametro della sezione finale del diffusore liscio e di ingresso del diffusore palettato:

$$\frac{D_3}{D_2} = 1 + \frac{90^\circ - \alpha_3}{360^\circ} + \frac{Ma_2^2}{15}$$

In base ad essa è quindi possibile avviare la risoluzione del sistema di equazioni che porta alla determinazione del triangolo di velocità in ingresso al diffusore palettato.

Diffusore palettato

Si sceglie di riportare la velocità assoluta del fluido in uscita dallo stadio intermedio allo stesso valore che essa aveva in ingresso. Inoltre, è necessario raddrizzare la vena fluida in modo che essa si presenti in ingresso allo stadio successivo senza pre-rotazione. Questo duplice compito è assolto dalla palettatura statorica composta dal diffusore palettato e dal canale di ritorno e dal condotto che unisce la sezione di uscita del canale di ritorno con la sezione d'ingresso della girante dello stadio successivo. In particolare, tramite la conformazione delle pale (in termini di spessore palare e di angoli costruttivi) viene recuperata l'intera componente tangenziale della velocità, andando ad aumentare ulteriormente la pressione statica del fluido.

Il dimensionamento della sezione d'ingresso del diffusore palettato avviene attraverso la risoluzione del sistema di equazioni riportato di seguito. In particolare, si fa riferimento alla sezione subito a valle dell'inizio delle pale statoriche, considerando quindi nelle formule l'ingombro palare:

$$1) m = \rho_3 \pi D_3 b_3 c_{3m} \delta_3$$

$$2) b_3 = \frac{b_3}{b_2} b_2$$

$$3) t_3 = \frac{\pi D_3}{z} (1 - \delta_3)$$

$$4) \rho_3 = f(h_3; p_3)_{REFPROP}$$

$$5) h_3 = \bar{h}_3 - \frac{c_3^2}{2}$$

$$6) \tan(\alpha_3) = \frac{c_{3m}}{c_{3u}}$$

$$7) c_{3u} = \frac{D_2}{D_3} c_{2u}$$

$$8) c_{3m} = \frac{c_{3m}}{c'_{1m}} c'_{1m}$$

$$9) c_3 = \sqrt{c_{3m}^2 + c_{3u}^2}$$

in cui nell'equazione 7) si tiene conto della legge del vortice libero valida per la componente tangenziale della velocità all'interno del diffusore liscio. Si impongono innanzitutto i seguenti vincoli:

- $\frac{b_3}{b_2} = 1$
- $\frac{c_{3m}}{c'_{1m}} = \eta_v$

Nell'ultima relazione si tiene conto della diminuzione della componente meridiana della velocità dovuta alla diminuzione di portata massica da m_g a m tra girante e diffusore palettato a causa delle perdite di ricircolo. Per la risoluzione del sistema di equazioni non è necessario imporre alcun grado di libertà aggiuntivo.

Per il dimensionamento della sezione d'uscita del diffusore palettato si ricorre ad un sistema di equazioni simile a quello valido per la sezione d'ingresso. In particolare, si fa riferimento alla sezione subito a monte della fine delle pale statoriche, considerando quindi nelle formule l'ingombro palare:

$$1) m = \rho_4 \pi D_4 b_4 c_{4m} \delta_4$$

$$2) D_4 = \frac{D_4}{D_3} D_3$$

$$3) b_4 = \frac{b_4}{b_2} b_2$$

$$4) t_4 = \frac{\pi D_4}{z_D} (1 - \delta_4)$$

$$5) \rho_4 = f(h_4; p_4)_{REFPROP}$$

$$6) h_4 = \bar{h}_4 - \frac{c_4^2}{2}$$

$$7) \tan(\alpha_4) = \frac{c_{4m}}{c_{4u}}$$

$$8) c_{4m} = \frac{c_{4m}}{c'_{1m}} c'_{1m}$$

$$9) c_4 = \sqrt{c_{4m}^2 + c_{4u}^2}$$

Si impongono anche in questo caso i seguenti vincoli:

- $\frac{b_4}{b_2} = 1$
- $\frac{c_{4m}}{c'_{1m}} = \eta_v$

La risoluzione del sistema porta alla definizione dei parametri geometrici e cinematici relativi alla sezione d'uscita del diffusore palettato. Anche in questo caso però non vi è piena libertà sulla scelta dei valori da attribuire a tali parametri ma esistono degli intervalli di buon progetto basati sull'esperienza nella progettazione di compressori centrifughi. In particolare, in questo caso si fa riferimento ai parametri definiti da (Aungier, 1989):

- parametro geometrico E:

$$E = \frac{R^2(AR^2 - 1)}{AR^2(R^2 - 1)}$$

in cui AR è il rapporto delle aree e R è il rapporto dei raggi delle sezioni di ingresso e di uscita del canale statorico. Si consiglia di avere $1,5 < E < 1,7$.

- angolo di divergenza 2ϑ :

$$2\vartheta = 2 \operatorname{atan} \left(\frac{l_4 \frac{b_4}{b_3} - l_3}{2L_{b,diff}} \right)$$

si consiglia di fare in modo che $2\vartheta < 11^\circ$ [11].

- coefficiente di carico L:

$$L = \frac{2\pi(D_3 c_{3u} - D_4 c_{4u})}{Z_{diff} L_{B,diff} (c_3 - c_4)}$$

in cui $L_{B,diff}$ è la lunghezza della linea media di un canale del diffusore palettato. Si consiglia di mantenere $L < 0,33$.

Per la risoluzione del sistema occorre a questo punto imporre il valore di tre variabili. Sono state scelte le seguenti variabili alle quali, dopo una serie di tentativi, sono stati assegnati i seguenti valori.

- $D_4/D_3 = 1,4$ (su un intervallo consigliato tra 1,35 e 1,45 (Caputo))
- $\alpha_4 = 35^\circ$
- $z_D = 19$
valore scelto in modo da avere un numero pari per le pale della girante e un numero dispari e primo per le pale del diffusore: in questo modo si evitano periodicità reciproche e quindi vibrazioni e rumore all'interno dello stadio (Caputo).

Canale di ritorno

Si è scelto di progettare un gomito palettato, in modo da contenere le perdite concentrate dovute alle brusche variazioni di sezione.

Il dimensionamento della sezione d'uscita del canale di ritorno avviene attraverso la risoluzione del sistema di equazioni di seguito riportato. In particolare, si fa riferimento alla sezione subito a monte della fine delle pale statoriche, considerando quindi nelle formule l'ingombro palare:

$$1) m = \rho_6 \pi D_6 b_6 c_{6m} \delta_6$$

$$2) b_6 = \frac{b_6}{b_2} b_2$$

$$3) t_6 = \frac{\pi D_6}{z_c} (1 - \delta_6)$$

$$4) \rho_6 = f(h_6; p_6)_{REFPROP}$$

$$5) h_6 = \bar{h}_6 - \frac{c_6^2}{2}$$

$$6) \tan(\alpha_6) = \frac{c_{6m}}{c_{6u}}$$

$$7) c_{6m} = \frac{c_{6m}}{c'_{1m}} c'_{1m}$$

$$8) c_6 = \sqrt{c_{6m}^2 + c_{6u}^2}$$

Si impongono i seguenti vincoli:

- $\frac{b_6}{b_2} = 1$
- $\frac{c_{6m}}{c'_{1m}} = \eta_v$

Per la risoluzione del sistema occorre imporre il valore di tre variabili a cui sono, infine, assegnati i seguenti valori.

- $\delta_6 = 0,95$
- $z_c = 19$ (per avere un uguale numero di pale per diffusore palettato e canale di ritorno)
- $\alpha_6 = 90^\circ$ (quest' ultima condizione deriva dalla necessità di avere un corrente fluida senza prerotazione in ingresso alla girante successiva).

Stadio 2

Si faccia riferimento alla seguente nomenclatura per individuare le sezioni notevoli del II stadio:

- 1) sezione ingresso girante;
- 2) sezione uscita girante/ingresso diffusore liscio;
- 3) sezione uscita diffusore liscio/ingresso diffusore palettato;
- 4) sezione uscita diffusore palettato;
- 5) sezione ingresso voluta di raccolta;
- 6) sezione uscita voluta di raccolta.

Girante

Il dimensionamento della sezione d'ingresso della girante avviene attraverso la risoluzione dello stesso sistema di equazioni visto per il I stadio. Valgono le stesse considerazioni in merito ai parametri utilizzati per la verifica di buon progetto.

Il dimensionamento della sezione d'uscita della girante avviene anch'esso attraverso la risoluzione dello stesso sistema di equazioni visto per il primo stadio. Valgono le stesse considerazioni in merito ai parametri utilizzati come parametri di verifica e agli intervalli di buon progetto.

Diffusore liscio e diffusore palettato

Poiché si sta dimensionando lo stadio finale del compressore, bisogna considerare che in uscita dal diffusore il fluido viene convogliato nella voluta di raccolta. All'interno della voluta la componente radiale della velocità viene tipicamente persa, mentre la componente tangenziale viene diffusa secondo la legge del vortice libero. Nel dimensionamento si è imposto che la velocità assoluta all'uscita della voluta di raccolta sia pari alla velocità assoluta in ingresso al compressore.

Dato che la componente meridiana della velocità andrebbe comunque perduta, in questo caso il diffusore deve assolvere il compito di diffondere sia la componente meridiana che la componente tangenziale della velocità. Teoricamente sarebbe possibile ricorrere semplicemente ad un diffusore liscio che colleghi la sezione d'uscita della girante con la sezione d'ingresso della voluta di raccolta. Il dimensionamento del diffusore liscio ha, però, portato nel caso in esame ad un rapporto tra i diametri d'ingresso e d'uscita pari a $D_4/D_3 = 3,25$ a cui corrisponde un ingombro radiale elevato e non idoneo alle esigenze di compattezza del compressore.

Per tale motivo si è deciso di dimensionare anche per l'ultimo stadio un diffusore palettato, antepoendo tuttavia ad esso un breve diffusore liscio avente il compito di pre-diffondere e riorganizzare la corrente fluida, secondo quanto esposto precedentemente.

Per il dimensionamento della sezione d'ingresso e d'uscita del diffusore palettato si utilizzano gli stessi sistemi di equazioni visti precedentemente. In particolare si fa riferimento alla sezione subito a valle dell'inizio e alla sezione subito a monte della fine delle pale statoriche, considerando nelle formule l'ingombro pale.

Per la risoluzione del sistema di equazioni relativo alla sezione d'ingresso vale quanto esposto precedentemente per il primo stadio. Per la risoluzione del sistema di equazioni relativo alla sezione d'uscita si è proceduto, invece, in maniera differente poiché in questo caso per ricavare la velocità c_{4u} è necessario prima dimensionare la sezione d' uscita della voluta di raccolta e risalire quindi a c_{4u} tramite la legge del vortice libero, imponendo D_4 e $c_6 = c_1$.

Restano, tuttavia, validi gli stessi riferimenti sugli intervalli di buon progetto (relativi ai parametri E , 2θ e L), mentre si sono scelti i seguenti valori per le variabili assunte come gradi di libertà:

- $D_4/D_3 = 1,8$ (la scelta di questo valore è vincolata dal fatto che per come si è impostata la risoluzione del sistema a valori inferiori a 1,8 corrispondono $\delta_4 > 1$)
- $\alpha_4 = 25^\circ$
- $z_D = 19$

Voluta di raccolta

Si sceglie di dimensionare una voluta di raccolta avente sezione circolare crescente. Si indicano con R_i le distanze radiali della linea media della voluta di raccolta dall'asse di rotazione e con r_i il raggio delle sezioni circolari.

Le grandezze geometriche, cinematiche e termodinamiche relative alla sezione d'ingresso della voluta di raccolta (superficie laterale cilindrica) coincidono con quelle della sezione di uscita del diffusore palettato.

Il dimensionamento della sezione d'uscita della voluta di raccolta (superficie circolare) avviene attraverso la risoluzione del sistema di equazioni di seguito riportato.

$$1) m = \rho_6 \pi r_6^2 c_6$$

$$2) \rho_6 = f(h_6; p_6)_{REFPROP}$$

$$3) h_6 = \bar{h}_6 - \frac{c_6^2}{2}$$

$$4) c_{5u} R_5 = c_6 R_6$$

$$5) R_6 = R_5 + r_6$$

$$6) c_6 = \frac{c_6}{c_{1m}} c_{1m}$$

Si impone il seguente vincolo:

- $\frac{c_6}{c_{1m}} = 1$

Correlazioni di perdita

La valutazione delle perdite è una delle parti più critiche nel processo di progettazione di qualsiasi turbomacchina. L'utilizzo di correlazioni semi-empiriche per il calcolo delle perdite meccaniche e fluidodinamiche rappresenta un metodo di stima semplificato rispetto alle più complesse analisi numeriche tridimensionali o alle campagne sperimentali su banco prova, ma comunque valido e utile soprattutto nel caso di un dimensionamento preliminare. Infatti, ricorrere a simulazioni numeriche o a prove sperimentali, se da un lato può risultare un metodo più di dettaglio, dall'altro risulta spesso anche molto laborioso e costoso, soprattutto in fase di progettazione quando non si è ancora definita la geometria della macchina e non si hanno a disposizione prototipi su cui effettuare le misure. La modellazione inoltre diventa ancora più complessa quando si utilizza un fluido non convenzionale come la CO_2 supercritica.

Per ciascuna tipologia di perdita esistono in letteratura diverse correlazioni proposte. Nel presente lavoro si sono utilizzate le correlazioni di perdita riportate da Whitfield. Seguendo un approccio comune nell'analisi delle prestazioni delle turbomacchine, le perdite sono state suddivise in perdite interne, volumetriche e organiche. Tutte le voci di perdita vengono espresse in termini di differenza di entalpia secondo il criterio già esposto precedentemente in fase di dimensionamento. Nei paragrafi successivi sono elencate le perdite di cui si è tenuto conto per ciascuno degli elementi del compressore. Per definire le voci si fa riferimento alla nomenclatura in lingua inglese ritrovata in letteratura.

- 1) Perdite di carico nella girante

1.a) Perdite interne

Le perdite interne derivano dall'azione dell'attrito viscoso tra falda fluida e falda fluida e tra fluido e pareti del condotto. L'effetto delle perdite interne è quello di dissipare parte del lavoro conferito al fluido, con il risultato che l'effetto utile risulta minore rispetto a quello che si avrebbe in una girante senza perdite ma con la stessa configurazione di corrente del caso ideale.

Si definisce rendimento interno il rapporto tra l'incremento di entalpia di ristagno di cui si necessiterebbe nel caso isoentropico e l'incremento di entalpia di ristagno che si ha nel caso reale a parità di pressione iniziale e finale.

$$\eta_i = \frac{\Delta \bar{h}_{is}}{\Delta \bar{h}} = \frac{\Delta \bar{h}_{is}}{\Delta \bar{h}_{is} + \Delta \bar{h}_{in}}$$

Le perdite interne considerate per la girante sono le seguenti:

- *Incidence losses*

Le perdite per incidenza si verificano quando la direzione della velocità del fluido in ingresso ad un elemento palettato non corrisponde all'angolo costruttivo della pala. Nel caso di condizioni nominali di funzionamento si presume di aver scelto l'angolo costruttivo della pala congruente con quello d'efflusso del fluido e quindi si può considerare minimo il contributo di tali perdite. In condizioni diverse da quelle nominali invece ci si aspetta un aumento delle perdite d'incidenza dovuto al fatto che al variare delle condizioni operative cambia la conformazione della corrente fluida e quindi gli angoli d'efflusso risultano diversi da quelli costruttivi. Per tenere conto di questo effetto si fa riferimento alla correlazione proposta da Withfield e Baines

$$\Delta h_{INC} = \frac{w_1^2}{2} (\sin(|\beta_{1c} - \beta_1|))^2$$

Pertanto, in prima approssimazione, in condizioni di progetto tali perdite si considerano nulle.

- *Clearance losses*

Le perdite per gioco palare tra girante e cassa tengono conto del flusso che fuoriesce dal lato superiore delle pale della girante attraverso il gioco tra la girante e la cassa nel caso di girante aperta. Questo moto secondario è causato dalla differenza di pressione esistente tra dorso e ventre di ciascuna pala. Nel presente lavoro non si è tenuto conto di questo tipo di perdita poiché si è scelto di utilizzare giranti chiuse dotate di contro-disco.

- *Skin friction losses*

Le perdite per attrito sulle pareti derivano dall'azione delle forze d'attrito viscoso agenti in prossimità delle pareti della girante. Vengono, tipicamente, calcolate seguendo lo stesso approccio impiegato per il calcolo della perdita nei canali, tramite la definizione di un diametro idraulico equivalente. In particolare si è fatto riferimento alla formula proposta da Jansen:

$$\Delta h_{SF} = 2C_f \frac{L_b}{D_h} \bar{w}^2$$

in cui si \bar{w} è una velocità media calcolata come:

$$\bar{w} = \frac{c_{1e} + c_2 + w_{1e} + 2w_{1i} + 3w_2}{8}$$

mentre C_f è il coefficiente d'attrito ricavabile dalla seguente relazione:

$$\frac{1}{\sqrt{4C_f}} = -2 \log_{10} \left(\frac{2,51}{Re_{D_h} \sqrt{C_f}} \right)$$

Nell' espressione compaiono anche la lunghezza della linea media del canale L_b e il diametro idraulico medio D_h della sezione d' ingresso e di uscita del canale.

$$L_b = \Delta a - \frac{b_2}{2} + \frac{(D_2 - D_1)}{2 \cos\left(\frac{\beta_2 + \beta_1}{2}\right)}$$

$$D_h = \frac{4 \times Area}{Perimetro}$$

in cui Δa è l'estensione della girante in direzione assiale.

- *Aerodynamic loading losses*

Le perdite di carico aerodinamico sono dovute all'aumento dello strato limite lungo le pareti condotto, favorito dall'effetto diffusivo che interessa il fluido tra ingresso e uscita. L'aumento dello spessore dello strato limite è fonte di irreversibilità e al limite può causare la separazione del flusso dalle pareti. Per il calcolo di questa perdita si fa riferimento alla correlazione proposta da Coppage et al.:

$$\Delta h_{ABL} = 0,05 D_f^2 u_2^2$$

in cui D_f è il "diffusion factor" definito come:

$$D_f = 1 - \frac{w_2}{w_{1e}} + \frac{0,75(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u})/u_2^2}{\left(\frac{w_{1e}}{w_2}\right) \frac{Z}{\pi} \left[\left(1 - \frac{D_{1e}}{D_2}\right) + 2 \frac{D_{1e}}{D_2} \right]}$$

- *Mixing losses*

Le perdite per miscelamento si verificano quando il flusso in uscita da un elemento palettato si mescola con il flusso libero a valle di esso. In particolare, tali perdite tengono conto di due fenomeni e dei relativi contributi alla produzione di irreversibilità.

Il primo è dovuto passaggio del flusso da una zona palettata ad una zona non palettata, che può essere visto come un processo di brusca espansione.

Il secondo processo è dovuto al miscelamento della scia prodotta dall'aumento dello strato limite all'interno del condotto palettato con il flusso principale a valle di esso. Si fa riferimento alla correlazione proposta da Johnston e Dean:

$$\Delta h_{MIX} = \frac{1}{1 + \tan^2 \alpha_2} \left(\frac{1 - \varepsilon_{wake} - b_3/b_2}{1 - \varepsilon_{wake}} \right) \frac{c_2^2}{2}$$

in cui si definiscono i seguenti parametri:

$$\varepsilon_{wake} = 1 - \frac{c_{m,wake}}{c_{m,mix}}$$

$$c_{m,wake} = \sqrt{c_2^2 - c_{2u}^2}$$

$$c_{m,mix} = c_{2m} \delta_2$$

1.b) Perdite volumetriche

Le perdite volumetriche derivano dal fatto che la girante elabora una portata massica m_g maggiore della portata massica m evolvente attraverso la macchina (ovvero in ingresso e in uscita da essa). A tale fenomeno si può associare un rendimento volumetrico, incidente anche sulla potenza effettiva, poiché la portata che non arriva al diffusore riceve comunque lavoro come la portata utile, ma tale lavoro viene dissipato nel passaggio attraverso le tenute tra disco e cassa e contro-disco e cassa. Poiché anche le perdite volumetriche sono espresse in termini di differenza di entalpia si può risalire al rendimento volumetrico considerando questa differenza di entalpia come l'incremento di lavoro di Eulero che andrebbe conferito alla sola portata massica m per avere una potenza reale uguale a quella che è necessario scambiare con la portata massica m_g tenendo conto delle sole perdite interne. Risulterà pertanto:

$$\eta_v = \frac{m(\Delta\bar{h}_{is} + \Delta\bar{h}_{in})}{m_g(\Delta\bar{h}_{is} + \Delta\bar{h}_{in})} = \frac{m(\Delta\bar{h}_{is} + \Delta\bar{h}_{in})}{m[(\Delta\bar{h}_{is} + \Delta\bar{h}_{in}) + \Delta\bar{h}_v]}$$

Le perdite interne considerate per la girante sono le seguenti:

- *Recirculation losses*

Le perdite di ricircolo sono associate al moto di ricircolo del fluido dal diffusore alla girante a cui corrisponde una diminuzione della portata che arriva al diffusore rispetto a quella elaborata dalla girante. Si fa riferimento alla correlazione proposta da Coppage et al.:

$$\Delta h_{RC} = 0,02D_f^2 u_2^2 \sqrt{\tan(\alpha)}$$

- *Leakage losses*

Le perdite volumetriche attraverso le tenute derivano dal fatto che, per il funzionamento stesso della macchina, la pressione del fluido in uscita dalla girante è maggiore della pressione in ingresso e pertanto una parte della corrente fluida tende a trafilare attraverso le tenute. Per il calcolo di tali perdite si fa riferimento alla correlazione proposta da Aungier:

$$\Delta h_{LL} = \frac{m_{LL} u_{LL} u_2}{2m}$$

in cui m_{LL} è la portata massica persa e u_{LL} è la velocità del fluido attraverso le tenute, che si può determinare in base a:

$$u_{LL} = 0,816 \sqrt{\frac{2\Delta p_{LL}}{\rho_2}}$$

$$\Delta p_{LL} = \frac{m(D_2 c_{2u} - D_1 c_{1u})}{z_G L_b \left(\frac{D_1 + D_2}{2}\right) \left(\frac{b_1 + b_2}{2}\right)}$$

$$m_{LL} = \rho_2 z_G g L_b u_{LL}$$

e in cui per lo spessore del gioco tra contro-disco e cassa e disco-cassa si è assunto $g = 0,5$ mm.

Occorre osservare che la progettazione di efficienti tenute per turbomacchine ad alta pressione, utili a limitare le perdite volumetriche è un compito tutt'altro che semplice poiché si ha la necessità di bilanciare due effetti opposti. Infatti, riducendo i giochi tra parte fissa e parte rotante si ottengono perdite volumetriche inferiori ma, allo stesso tempo, aumentano le perdite meccaniche e si riduce l'affidabilità e la vita utile del componente.

1.c) Perdite per ventilazione

Le perdite per ventilazione sono dovute all' azione delle forze d'attrito che nascono a causa del moto relativo tra girante e fluido occupante lo spazio tra controdisco e cassa e disco-cassa. Si fa riferimento alla correlazione proposta da Daily et al.:

$$\Delta h_{DF} = f_{DF} \frac{\left(\frac{\rho_1 + \rho_2}{2}\right) D_2^2 u_2^2}{16m}$$

in cui:

$$f_{DF} = \begin{cases} \frac{2,67}{Re_{DF}^{0,5}} & , \quad Re_{DF} < 3 \times 10^5 \\ \frac{0,0622}{Re_{DF}^{0,2}} & , \quad Re_{DF} < 3 \times 10^5 \end{cases}$$

Si osserva che le perdite per ventilazione non sono perdite che interessano direttamente il fluido, ma piuttosto il lavoro che è possibile scambiare tra fluido e girante al netto di quello scambiato all'albero della macchina. Si può definire il rendimento per ventilazione come il rapporto tra l'incremento di entalpia di ristagno richiesto dal fluido nel caso reale e l'incremento di entalpia di ristagno di cui necessiterebbe il fluido se le perdite per ventilazione fossero considerate come perdite interne, andando a detrimento non del lavoro scambiato sull'albero della macchina ma a detrimento del lavoro utile scambiato tra fluido e girante:

$$\eta_a = \frac{\Delta \bar{h}}{\Delta \bar{h} + \Delta \bar{h}_a}$$

in cui si è indicato con $\Delta \bar{h}_a$ le perdite per ventilazione espresse appunto in termini di differenza di entalpia di ristagno.

2) Perdite di carico negli elementi statorici della macchina

Oltre alle perdite relative alla girante, occorre tenere conto anche delle perdite fluidodinamiche che interessano gli altri elementi del compressore.

Per gli elementi statorici palettati (diffusore palettato e canale di ritorno) si sono considerate le perdite per attrito sulle pareti del condotto (*skin friction losses*) e le perdite per miscelamento in uscita dalle schiere palettate (*mixing losses*) utilizzando le stesse correlazioni viste precedentemente e sostituendo ove necessario le velocità relative e gli angoli d'efflusso relativi con le velocità assolute e con gli angoli d'efflusso assoluti.

Per la voluta di raccolta si sono considerate le perdite per attrito sulle pareti (*skin friction losses*) utilizzando per la lunghezza media e per il diametro idraulico le seguenti relazioni (Monje, 2014):

$$L_M = \pi \frac{R_6 + R_5}{2}$$

$$D_h = 2r_6$$

Oltre a questa voce di perdita occorre aggiungere anche la perdita dovuta alla dissipazione della componente meridiana della velocità in ingresso alla voluta di raccolta (*radial losses*) (Monje, 2014):

$$\Delta h_{cm} = \frac{c_{5m}^2}{2}$$

Risultati ottenuti per le condizioni nominali

Le grandezze geometriche, cinematiche e termodinamiche ottenute dal dimensionamento preliminare del compressore sono riportate in dettaglio nelle Tabelle 5-9.

Tabella 5 – Dimensionamento alla linea media del I stadio compressore RC

I STADIO	SEZIONE				
	1	2	3	4-5	6
GRANDEZZE GEOMETRICHE					
D	104 mm	197,6 mm	214 mm	299,6 mm	170,8 mm
b	26 mm	8,9 mm	8,9 mm	8,9 mm	8,9 mm
t	4,7 mm	4,7 mm	6,7 mm	23,3 mm	2,8 mm
D_h	12,5 mm	13,1 mm	9,7 mm	11,2 mm	13,1 mm
δ	0,8	0,89	0,81	0,53	0,9
GRANDEZZE CINEMATICHE					
c_m	66,9 m/s	66,9 m/s	65,1 m/s	65,1 m/s	65,1 m/s
c_u	0,0 m/s	176,2 m/s	162,8 m/s	92,9 m/s	0,0 m/s
c	66,9 m/s	188,5 m/s	175,3 m/s	113,4 m/s	65,1 m/s
α	90°	21°	22°	35°	90°
u	136,2 m/s	258,7 m/s	-	-	-
w_m	66,9 m/s	66,9 m/s	-	-	-
w_u	136,2 m/s	82,5 m/s	-	-	-
w	151,7 m/s	106,2 m/s	-	-	-
β	26°	39°	-	-	-
GRANDEZZE TERMODINAMICHE					
T̄	402,4 K	463,2 K	463,2 K	462,8 K	462,6 K
p̄	7,7 MPa	14,3 MPa	14,3 MPa	14,1 MPa	14,0 MPa
ρ̄	116,9 kg/m ³	186,2 kg/m ³	186,2 kg/m ³	184,3 kg/m ³	183,3 kg/m ³
h̄	558,9 kJ/kg	604,4 kJ/kg	604,4 kJ/kg	604,4 kJ/kg	604,4 kJ/kg
T	399,3 K	439,6 K	442,9 K	454,2 K	459,8 K
p	7,4 MPa	11,2 MPa	11,6 MPa	12,9 MPa	13,6 MPa
ρ	113,9 kg/m ³	155,9 kg/m ³	159,9 kg/m ³	173,1 kg/m ³	179,6 kg/m ³
h	556,7 kJ/kg	586,7 kJ/kg	589,1 kJ/kg	597,9 kJ/kg	602,3 kJ/kg
Q	0,455 m ³ /s	0,330 m ³ /s	0,314 m ³ /s	0,288 m ³ /s	0,278 m ³ /s

Tabella 6 – Dimensionamento alla linea media del II stadio compressore RC

II STADIO	SEZIONE				
	1	2	3	4-5	6
GRANDEZZE GEOMETRICHE					
<i>D</i>	104 mm	197,6 mm	212,8 mm	383 mm	-
<i>b</i>	16,6 mm	6,1 mm	6,1 mm	6,1 mm	-
<i>t</i>	4,7 mm	4,7 mm	6,7 mm	4,1 mm	-
<i>D_h</i>	11 mm	9,9 mm	7,6 mm	9,8 mm	6,9 mm
<i>δ</i>	0,8	0,89	0,81	0,93	-
GRANDEZZE CINEMATICHE					
<i>c_m</i>	66,8 m/s	66,8 m/s	64,1 m/s	28,1 m/s	0,0 m/s
<i>c_u</i>	0,0 m/s	181,1 m/s	168,2 m/s	60,3 m/s	51,8 m/s
<i>c</i>	66,8 m/s	193 m/s	180 m/s	66,5 m/s	51,8 m/s
<i>α</i>	90°	20°	21°	25°	0°
<i>u</i>	136,2 m/s	258,7 m/s	-	-	-
<i>w_m</i>	66,8 m/s	66,8 m/s	-	-	-
<i>w_u</i>	136,2 m/s	77,6 m/s	-	-	-
<i>w</i>	151,7 m/s	102,4 m/s	-	-	-
<i>β</i>	26°	41°	-	-	-
GRANDEZZE TERMODINAMICHE					
<i>T̄</i>	462,6 K	520,7 K	520,7 K	519,9 K	519,6 K
<i>p̄</i>	14,0 MPa	24,2 MPa	24,2 MPa	23,7 MPa	23,5 MPa
<i>ρ̄</i>	183,3 kg/m ³	267,6 kg/m ³	267,6 kg/m ³	263,0 kg/m ³	261,3 kg/m ³
<i>h̄</i>	604,4 kJ/kg	651,3 kJ/kg	651,3 kJ/kg	651,3 kJ/kg	651,3 kJ/kg
<i>T</i>	459,6 K	498,0 K	501,0 K	517,3 K	518,1 K
<i>p</i>	136,4 MPa	19,5 MPa	20,1 MPa	23,1 MPa	23,2 MPa
<i>ρ</i>	179,4 Kg/m ³	231,4 Kg/m ³	236,1 Kg/m ³	258,7 Kg/m ³	258,8 Kg/m ³
<i>h</i>	602,2 kJ/kg	632,5 kJ/kg	635,1 kJ/kg	649,0 kJ/kg	649,9 kJ/kg
<i>Q</i>	0,290 m ³ /s	0,227 m ³ /s	0,212 m ³ /s	0,193 m ³ /s	0,192 m ³ /s

Tabella 7 – Grandezze geometriche e cinematiche lungo l'altezza palare per la sezione d'ingresso

	I STADIO	II STADIO
Profilo palare in corrispondenza della linea esterna		
$D_{1,e}$	130 mm	120,6 mm
$t_{1,e}$	4,7 mm	4,7 mm
$\beta_{1,e}$	21°	23°
$c_{1,e}$	66,9 m/s	66,8 m/s
$W_{1,e}$	182,9 m/s	171,5 m/s
$u_{1,e}$	170,2 m/s	157,9 m/s
Profilo palare in corrispondenza della linea interna		
$D_{1,i}$	78 mm	87,4 mm
$t_{1,i}$	4,7 mm	4,7 mm
$\beta_{1,i}$	33°	30°
$c_{1,i}$	66,9 m/s	66,8 m/s
$w_{1,i}$	122,1 m/s	132,5 m/s
$u_{1,i}$	102,1 m/s	114,4 m/s

Tabella 8 – Grandezze geometriche e cinematiche degli elementi del compressore RC

	I STADIO	II STADIO
GIRANTE		
N.ro Pale	14	14
L_b	126,4 mm	119,4 mm
$\Delta\alpha$	mm	mm
φ_{1e}	0,3	0,32
χ_1	0,6	0,72
b_2/D_2	0,045	0,031
σ	0,83	0,83
β_{2c}	55°	58°
φ_2	0,26	0,26
ψ_2	0,68	0,7
χ_2	1,9	1,9
R	0,66	0,65

N_S	0,51	0,42
D_S	4,9	5,9
<u>DIFFUSORE PALETTATO</u>		
Nro. pale	19	19
L_b	90 mm	218 mm
E	1,6	1,4
2θ	3°	4°
AR	2,1	7,3
L	0,2	0,08
<u>CANALE DI RITORNO</u>		
Nro. pale	19	-
L_b	72 mm	-
<u>VOLUTA DI RACCOLTA</u>		
L_b	-	1312 mm
Raggio interno	-	191,5 mm
Raggio esterno	-	226,1 mm

Tabella 9 – Perdite di carico in condizioni nominali

	<u>I STADIO</u>	<u>II STADIO</u>
<u>GIRANTE</u>		
<i>Incidence losses</i>	0,0 kJ/kg	0,0 kJ/kg
<i>Aerodynamic loading losses</i>	0,7 kJ/kg	0,66 kJ/kg
<i>Skin friction losses</i>	0,7 kJ/kg	0,8 kJ/kg
<i>Tip clearance losses</i>	0,0 kJ/kg	0,0 kJ/kg
<i>Mixing losses</i>	0,23 kJ/kg	0,23 kJ/kg
<i>Leakage losses</i>	1,14 kJ/kg	1,79 kJ/kg
<i>Recirculation losses</i>	0,17 kJ/kg	0,16 kJ/kg
<i>Disk friction losses</i>	0,16 kJ/kg	0,23 kJ/kg
<i>Totale perdite interne</i>	1,64 kJ/kg	1,71 kJ/kg
<i>Totale perdite volumetriche</i>	1,31 kJ/kg	1,96 kJ/kg
<i>Totale perdite meccaniche</i>	0,17 kJ/kg	0,23 kJ/kg
<u>DIFFUSORE PALETTATO</u>		
<i>Skin friction losses</i>	0,81 kJ/kg	1,74 kJ/kg
<i>Mixing losses</i>	-	0,02 kJ/kg

Totale perdite interne	0,81 kJ/kg	1,76 kJ/kg
<u>CANALE DI RITORNO</u>		
Skin friction losses	0,22 KJ/kg	-
Mixing losses	0,21 KJ/kg	-
Totale perdite interne	0,43 kJ/kg	-
<u>VOLUTA DI RACCOLTA</u>		
Skin friction losses	-	0,26 kJ/kg
Radial speed losses	-	0,39 kJ/kg
Totale perdite interne	-	0,66 kJ/kg
<u>RENDIMENTI DELLO STADIO</u>		
Rendimento interno (η_i)	0,94	0,91
Rendimento volumetrico (η_v)	0,97	0,95
Rendimento meccanico (η_m)	0,99	0,99
Rendimento di stadio (η_{st})	0,9	0,87

Di seguito si riportano invece le prestazioni globali ottenute a valle del dimensionamento e che si riferiscono quindi al funzionamento nel punto di progetto:

- $n = 25000 \text{ rpm}$
- $m = 50 \text{ kg/s}$
- $\bar{T}_{in} = 402,4 \text{ K}$
- $\bar{p}_{in} = 7,7 \text{ MPa}$

Tabella 10 – Prestazioni globali del compressore RC

	I Stadio	II Stadio	Compressore
Rapporto di compressione (PR)	1,83	1,68	3,07
Rapporto di compressione (PR_s)	1,84	1,7	3,13
Rendimento interno (η_i)	0,94	0,91	0,92
Rendimento volumetrico (η_v)	0,97	0,95	0,96
Rendimento per ventilazione (η_o)	0,99	0,99	0,99
Rendimento di stadio (η_{st})	0,9	0,87	0,89
Potenza (P)	2,35 MW	2,45 MW	4,8 MW

dove si è indicato con PR il rapporto tra le pressioni di ristagno e con PR_s il rapporto tra le pressioni statiche.

Una valutazione dei risultati ottenuti in fase di dimensionamento, volta a stabilire quanto il modello d'efflusso monodimensionale e le correlazioni di perdita utilizzati riescano a prevedere gli effetti di realtà, può essere effettuata mediante metodi CFD. A tale scopo sono state condotte alcune simulazioni

numeriche tridimensionali nei condotti delle giranti (componenti critici delle macchine radiali) utilizzando il software commerciale Ansys-CFX. L'indagine ha riguardato le giranti del primo e del secondo stadio del compressore di ricompressione. Per brevità, di seguito viene illustrato nel dettaglio il confronto dei risultati ottenuti per la seconda girante tra il dimensionamento preliminare sopraccitato e tre geometrie di dettaglio ricavate via via nel processo iterativo di design.

Nella tabella sottostante sono riepilogate, per ciascuna simulazione numerica effettuata, le modifiche apportate sui parametri geometrici rispetto a quelli ottenuti dal dimensionamento preliminare e le informazioni relative alle prestazioni della girante in termini di rapporto di compressione e rendimento interno. Nelle Figure successive, sono, inoltre, riportate le geometrie utilizzate.

Tabella 11 – Riepilogo prestazioni globali e parametri geometrici modificati per le geometrie utilizzate.

Girante II Stadio	Dimensionamento preliminare	simulazione numerica		
		I	II	III
PR_G	1,72	1,55	1,58	1,62
η_{iG}	0,96	0,92	0,89	0,95
β_{2c}	59°	59°	64°	64°
b_2	6,1 mm	6,1 mm	6,1 mm	5,0 mm

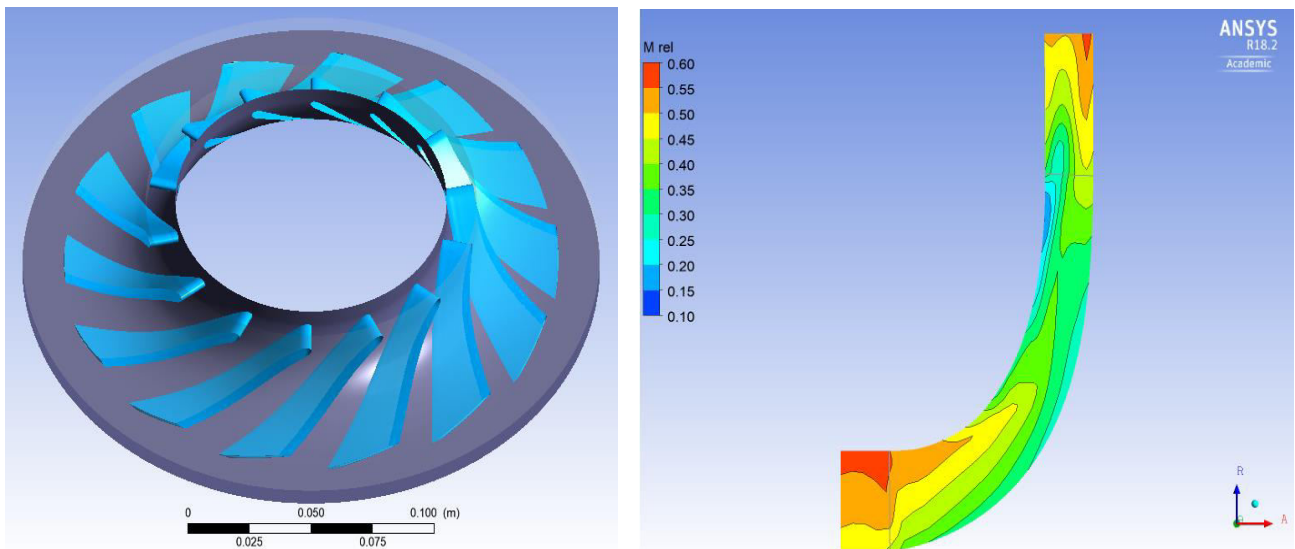


Figura 8 – Geometria I: Dettagli della geometria dei canali e del flusso sul piano meridiano

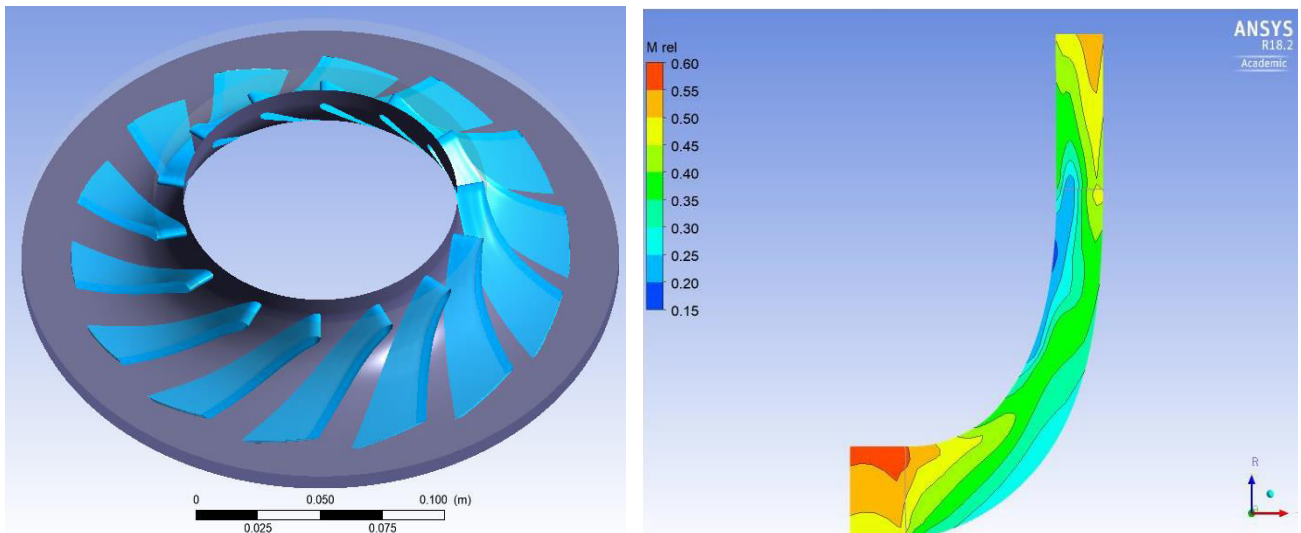


Figura 9 – Geometria II: Dettagli della geometria dei canali e del flusso sul piano meridiano

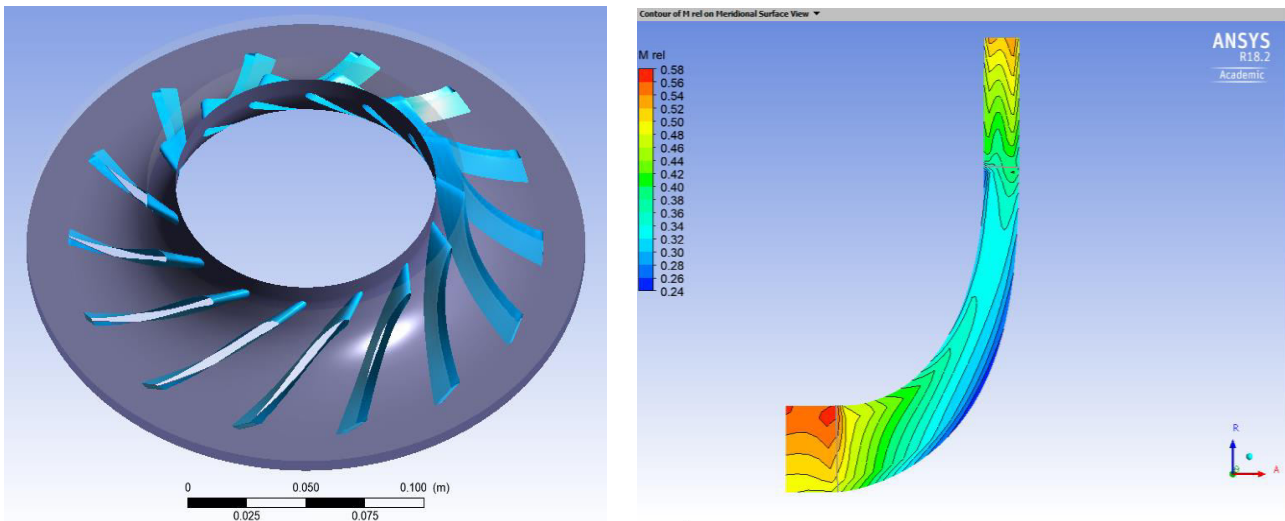


Figura 10 – Geometria III: Dettagli della geometria dei canali e del flusso sul piano meridiano

Nelle Figure 11-13 sottostanti sono riportati il campo e le linee di flusso della velocità relativa (w) sulle superfici assialsimmetriche della girante ricavate in corrispondenza di tre quote: rispettivamente al 20%, 50% e 80% dell'altezza palare.

La prima simulazione (Geometria I) è stata effettuata mantenendo gli stessi parametri geometrici ottenuti in fase di dimensionamento preliminare.

Si osserva in questo caso la presenza di una zona di stallo locale del fluido in prossimità dell'apice palare (ad una quota pari all' 80% dell'altezza palare) e verso la sezione d'uscita della girante. Le prestazioni ottenute tramite simulazione numerica 3D, sono minori di quelle ricavate in fase di dimensionamento, sia in termini di rapporto di compressione che di rendimento interno della girante. Questo risultato sembrerebbe indicare come la formula dello slip factor e le correlazioni di perdita utilizzate in fase di dimensionamento risultino non del tutto idonee a descrivere gli effetti di irrotazionalità del fluido e di perdita per flussi secondari all' interno della girante.

Sulla base della seguente ipotesi è stata, quindi, generata una seconda geometria, aumentando l'angolo costruttivo d'uscita da $\beta_{2c} = 59^\circ$ a $\beta_{2c} = 64^\circ$. I risultati ottenuti in questo secondo caso mostrano un aumento del rapporto di compressione (come era lecito attendersi), ma anche una diminuzione del rendimento interno della girante. In effetti, se si osserva il campo di velocità ottenuto, si può notare un aumento della distorsione delle linee di flusso e dell'estensione della zona di stallo (ora chiaramente visibile anche in corrispondenza di una quota pari al 50% dell'altezza palare). La spiegazione del fenomeno risiede nel fatto che la correzione apportata all' angolo costruttivo β_{2c} ha alterato la linea del profilo palare in prossimità della sezione d'uscita rispetto a quella precedentemente imposta.

Pertanto, la geometria II è stata modificata ulteriormente modificando anche l'altezza palare in uscita dalla girante da $b_2 = 6$ mm a 5 mm e ridisegnando la linea del profilo palare tra bordo d'attacco e bordo d' uscita (Geometria III). In quest'ultimo caso, si ottiene un miglioramento sia nel rapporto di compressione che nel rendimento interno e una netta diminuzione dello stallo. Si osserva comunque che, anche a seguito delle modifiche costruttive apportate, le prestazioni della girante risultano comunque inferiori a quelle ottenute in fase di dimensionamento preliminare.

Le informazioni ottenute tramite l'analisi CFD relative al comportamento delle giranti del compressore di ricompressione, sono state utilizzate per apportare le opportune modifiche anche alle geometrie ricavate tramite design preliminare di tutti gli altri compressori centrifughi presentati successivamente nella relazione.

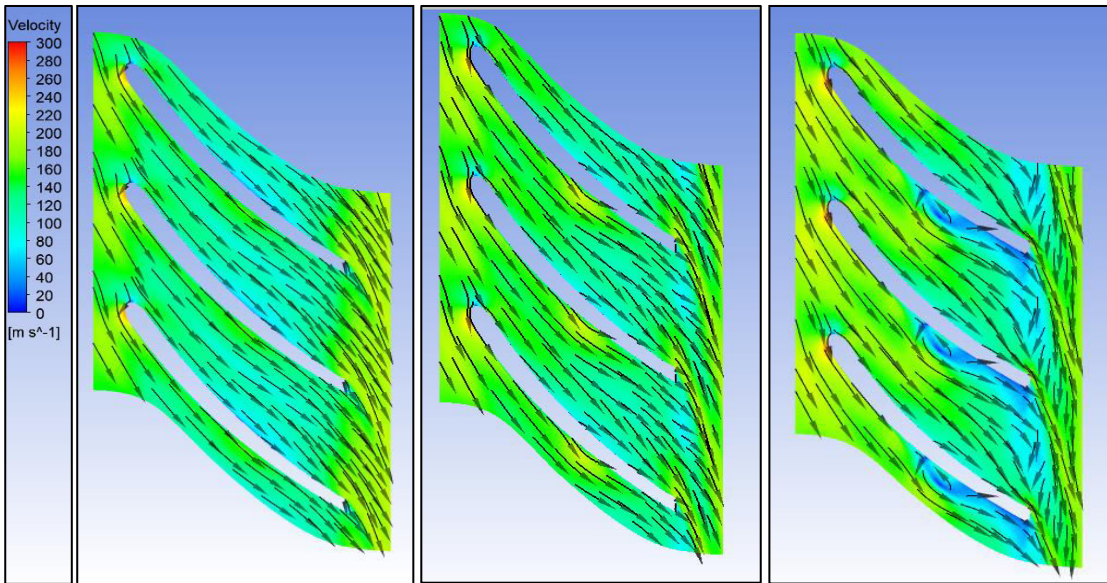


Figura 11 – Geometria I: efflusso sul piano interpalare relativo alle quote 20% dell'altezza palare (a sinistra), 50% dell'altezza palare (al centro), 80% dell'altezza palare (a destra)

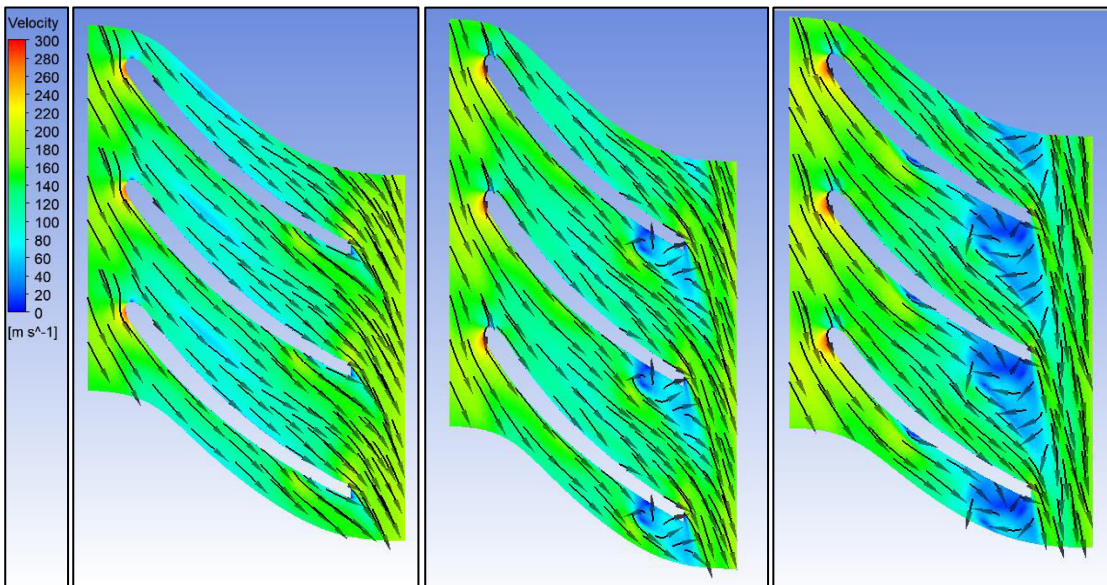


Figura 12 – Geometria II: efflusso sul piano interpalare relativo alle quote 20% dell'altezza palare (a sinistra), 50% dell'altezza palare (al centro), 80% dell'altezza palare (a destra)

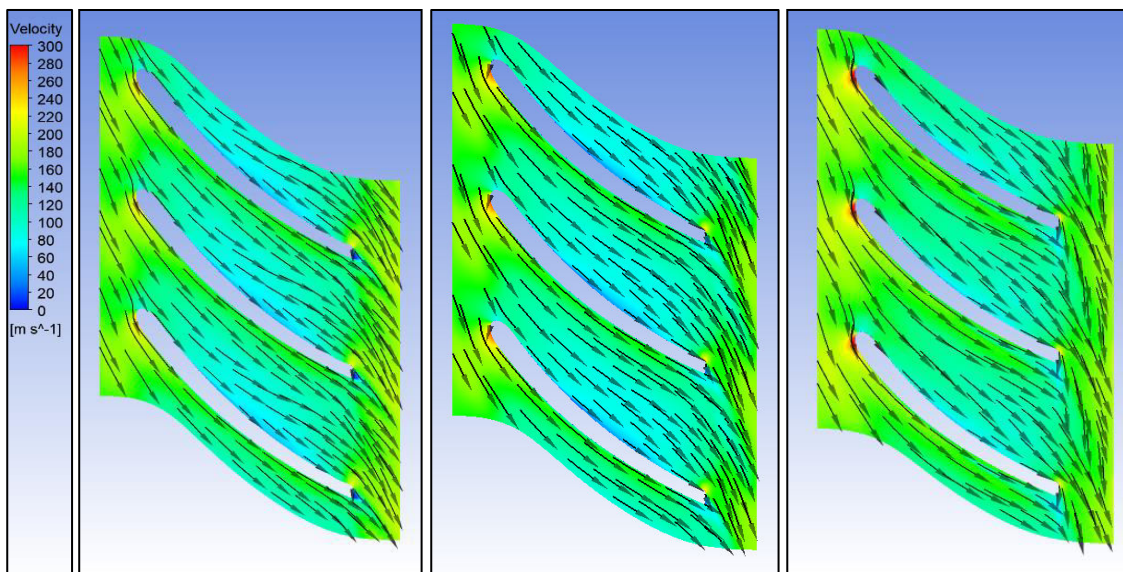


Figura 13- Geometria III: efflusso sul piano interpalare relativo alle quote 20% dell'altezza palare (a sinistra), 50% dell'altezza palare (al centro), 80% dell'altezza palare (a destra)

3.2 Compressore MC

La stessa procedura descritta precedentemente per il compressore RC è stata utilizzata per effettuare il dimensionamento dello stadio del compressore MC. Si tratta di un unico stadio di compressore centrifugo con girante munita di contro-disco. Lo statore è liscio per rendere il componente più adatto al comportamento ai carichi parziali visto che, in base alle specifiche di progetto, il fluido di lavoro si trova in condizioni di poco supercritiche vicino alla curva limite e, pertanto, le sue proprietà termodinamiche variano notevolmente anche se ci si discosta poco dalle condizioni di progetto. Nelle Tabelle seguenti sono riportati tutti i dettagli cinematici e geometrici delle sezioni notevoli della macchina.

Tabella 12 – Dimensionamento alla linea media del compressore MC

	SEZIONE			
	1	2	3	4
GRANDEZZE GEOMETRICHE				
<i>D</i>	107,5 mm	275 mm	357 mm	-
<i>b</i>	29,5 mm	7 mm	7,5 mm	-
<i>t</i>	4,7 mm	4,7 mm	-	-
<i>D_h</i>	78 mm	275 mm	357 mm	357 mm
<i>δ</i>	0,85	0,85	-	-
GRANDEZZE CINEMATICHE				
<i>c_m</i>	67 m/s	70 m/s	40 m/s	32 m/s
<i>c_u</i>	0,0 m/s	137 m/s	62 m/s	0,0 m/s
<i>c</i>	67 m/s	154 m/s	71 m/s	32 m/s
<i>α</i>	90°	30°	29°	90°
<i>u</i>	140,6 m/s	260 m/s	-	-

w_m	67 m/s	70 m/s	-	-
w_u	140,6 m/s	223 m/s	-	-
w	155,7 m/s	234 m/s	-	-
β	25°	20°	-	-
GRANDEZZE TERMODINAMICHE				
\bar{T}	308 K	389 K	389 K	389 K
\bar{p}	7,52 MPa	23,34 MPa	23,31 MPa	23,3 MPa
$\bar{\rho}$	277,2 kg/m ³	477 kg/m ³	487 kg/m ³	487 kg/m ³
\bar{h}	396 kJ/kg	445,4 kJ/kg	445,4 kJ/kg	445,4 kJ/kg
T	302 K	370,5 K	385 K	386 K
p	6,9 MPa	17,9 MPa	22,75 MPa	22,75 MPa
ρ	260,7 kg/m ³	433,3 kg/m ³	447,5 kg/m ³	447,5 kg/m ³
h	393,8 kJ/kg	433,6 kJ/kg	443 kJ/kg	443,5 kJ/kg
Q	0,575 m ³ /s	0,346 m ³ /s	0,314 m ³ /s	0,314 m ³ /s

Tabella 13 – Grandezze geometriche e cinematiche occhio di ingresso girante

Profilo palare in corrispondenza della linea esterna	
$D_{1,e}$	137 mm
$t_{1,e}$	4,7 mm
$\beta_{1,e}$	0°
$c_{1,e}$	67 m/s
$W_{1,e}$	179 m/s
$u_{1,e}$	1791 m/s
Profilo palare in corrispondenza della linea interna	
$D_{1,i}$	78 mm
$t_{1,i}$	4,7 mm
$\beta_{1,i}$	33°
$c_{1,i}$	67 m/s
$w_{1,i}$	122 m/s
$u_{1,i}$	102 m/s

Tabella 14 Grandezze geometriche e cinematiche per i vari elementi del compressore MC

<u>GIRANTE</u>	
N.ro Pale	14
φ_{1e}	0,37
χ_1	0,57
b_2/D_2	0,025
σ	0,84
β_{2c}	47°
φ_2	0,195
ψ_2	0,38
χ_2	2,56
R	0,81
<u>DIFFUSORE LISCIO</u>	
D_{out}	357 mm
h	7,5 mm
α	28°
<u>VOLUTA DI RACCOLTA</u>	
Raggio interno	357 mm
Sezione di passaggio	$5,23 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$

Di seguito si riportano la geometria di dettaglio della girante e le prestazioni globali per le condizioni di progetto:

- $n = 25000 \text{ rpm}$
- $m = 150 \text{ kg/s}$
- $\bar{T}_{in} = 308 \text{ K}$
- $\bar{p}_{in} = 7,53 \text{ MPa}$

Tabella 15 – Riepilogo prestazioni compressore principale

	Compressore MC
Rapporto di compressione (PR)	3,1
Rendimento interno (η_i)	0,87
Rendimento volumetrico (η_v)	0,95
Rendimento per ventilazione (η_o)	0,99
Rendimento di stadio (η)	0,82
Potenza (P)	7,4 MW

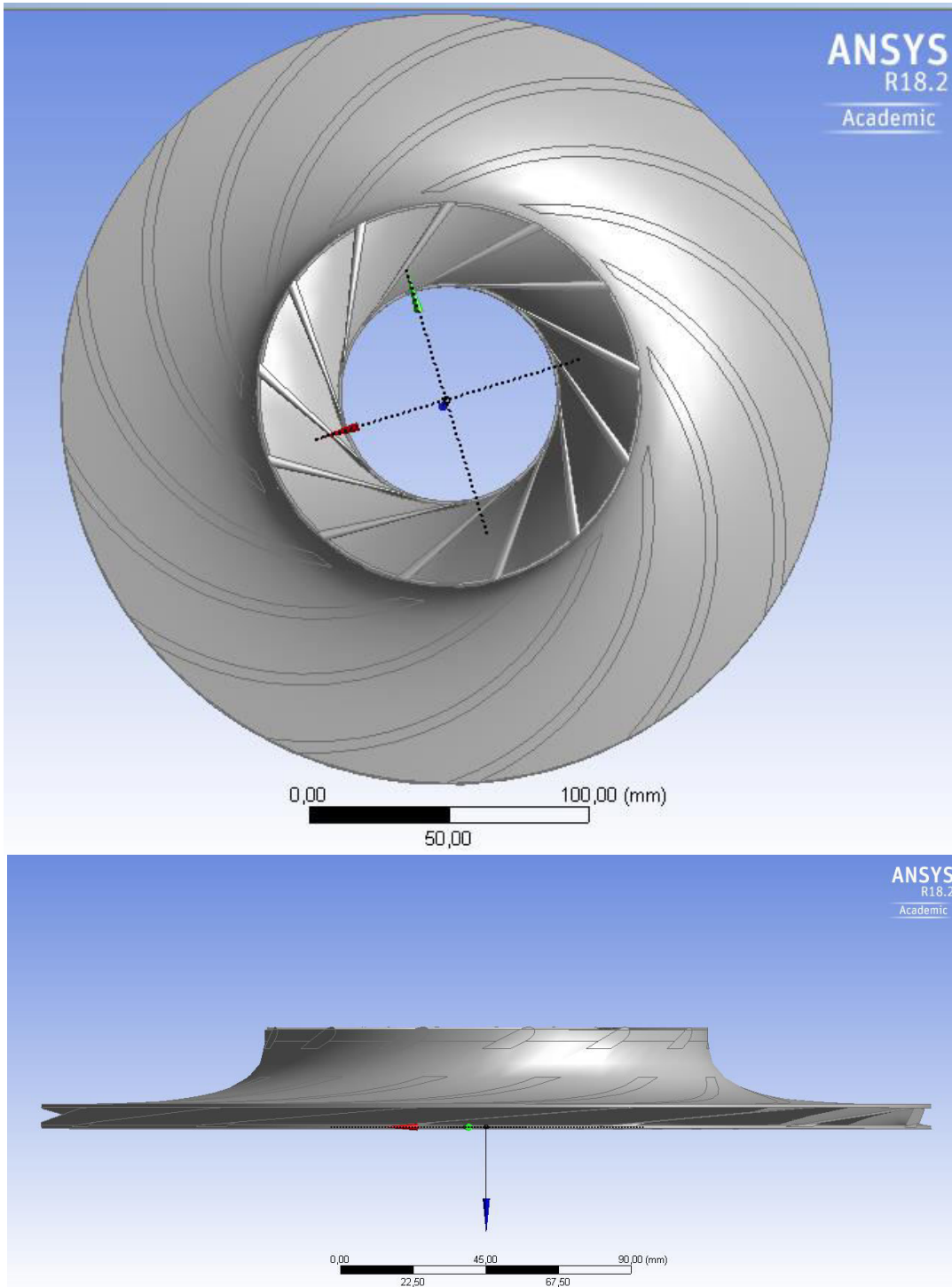


Figura 14 – geometria completa (con controdisco) della girante del compressore MC

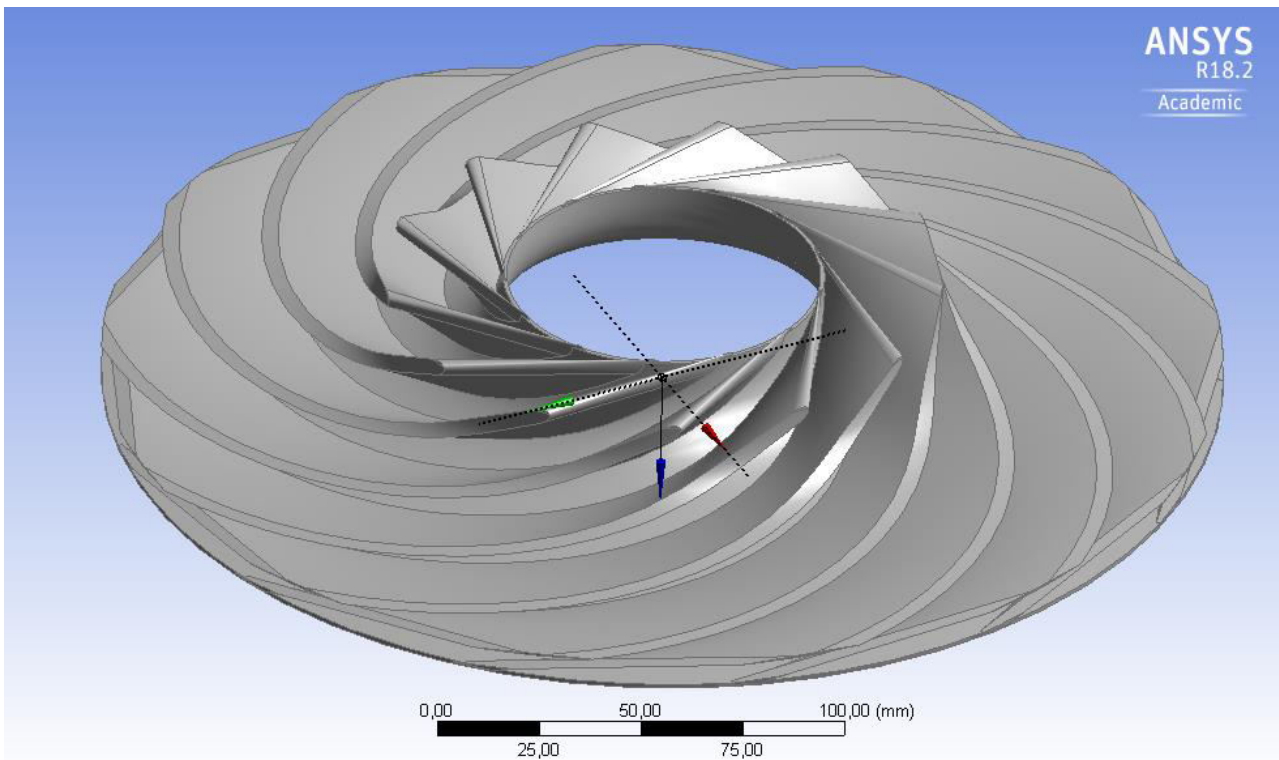


Figura 15 – Dettaglio dei canali della girante del compressore MC

3.3 Espansore E1

Il dimensionamento preliminare dell'espansore E1 che muove i compressori MC e RC non sarà del tutto ottimizzato poiché potenza richiesta, portata massica e numero di giri dell'albero sono dettati dalle esigenze, più stringenti, delle macchine operatrici. La procedura di design alla linea media segue, in linea di principio, quanto già esposto per i compressori centrifughi. Quindi, il modello di riferimento per ogni sezione notevole, rimarrà sostanzialmente invariato: i pedici delle quantità cinetiche e termodinamiche saranno, ovviamente, diversi poiché l'ingresso del fluido sarà radiale e l'uscita assiale secondo gli schemi riportati in seguito in Figura 16. Per la valutazione delle perdite nei vari componenti si è ritenuto opportuno far riferimento agli studi di Rohlik che tiene conto delle seguenti voci di perdita:

- Perdite fluidodinamiche nella girante, nello statore e nella voluta di distribuzione;
- Perdite per "gioco di testa" della girante;
- Perdite per ventilazione tra disco e cassa e controdisco e cassa;
- Perdite per energia cinetica allo scarico.

Queste ultime saranno prese in considerazione solo per il dimensionamento dell'espansore E2.

In Figura 18 vengono mostrate, a titolo di esempio, le perdite appena elencate in funzione del numero di giri specifico N_s in base, anche, a quanto riportato nel rapporto tecnico della precedente annualità. I criteri generali di buon progetto sono i seguenti:

- scarico uscita girante assiale;
- Diametro esterno uscita girante $D_{2e} \leq 0,7 D_1$ ovvero del diametro ingresso girante;
- Diametro interno uscita girante $D_{2i} \geq 0,4 D_{2e}$;

Secondo quanto suggerito da Rohlik, si fa riferimento alla "spouting velocity" c_{sp} espressa come:

$$c_{sp} = \sqrt{2(\bar{h}_0 - h_2)}$$

Riorganizzando la definizione del numero di giri specifico (espresso di seguito come k) in funzione dei gruppi geometrici e cinematici adimensionali più rilevanti, Rohlik ha ottenuto la seguente formula:

$$k = 2^{7/2} \sqrt{\pi} \left(\frac{u_1}{c_{sp}} \right)^{3/2} \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^{3/2} \left[\frac{4tg^2(\alpha_1)}{\left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2} - 1 \right]^{1/4} \left(\frac{b_2}{D_2} \right)^{1/2}$$

Pertanto, una volta fissato il numero di giri specifico, si può agire su un numero limitato di variabili adimensionali.

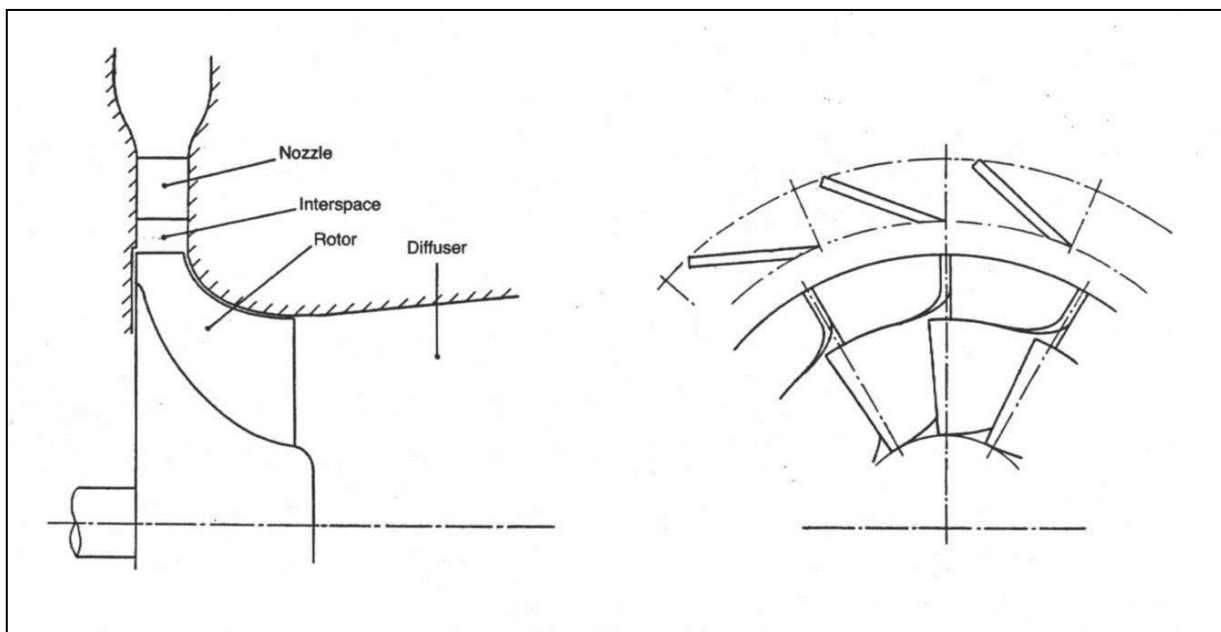


Figura 16 – Schema di uno stadio di turbina centripeta con statore palettato

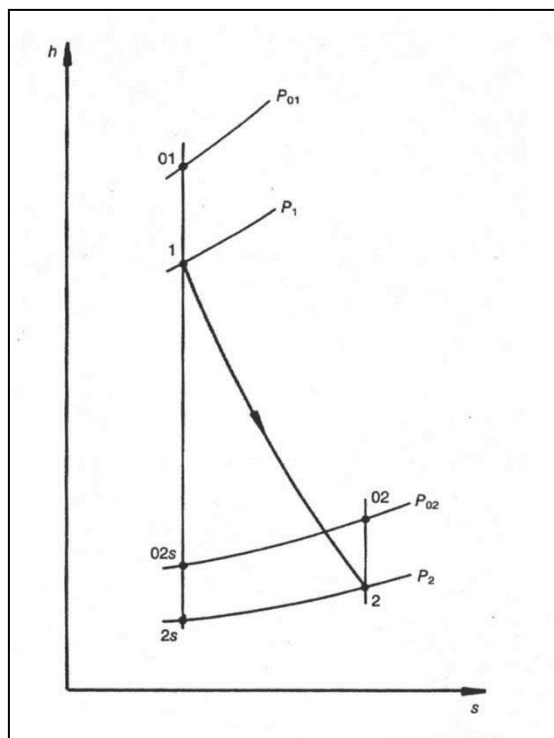


Figura 17 – Diagramma di Mollier per l'espansione all'interno del rotore

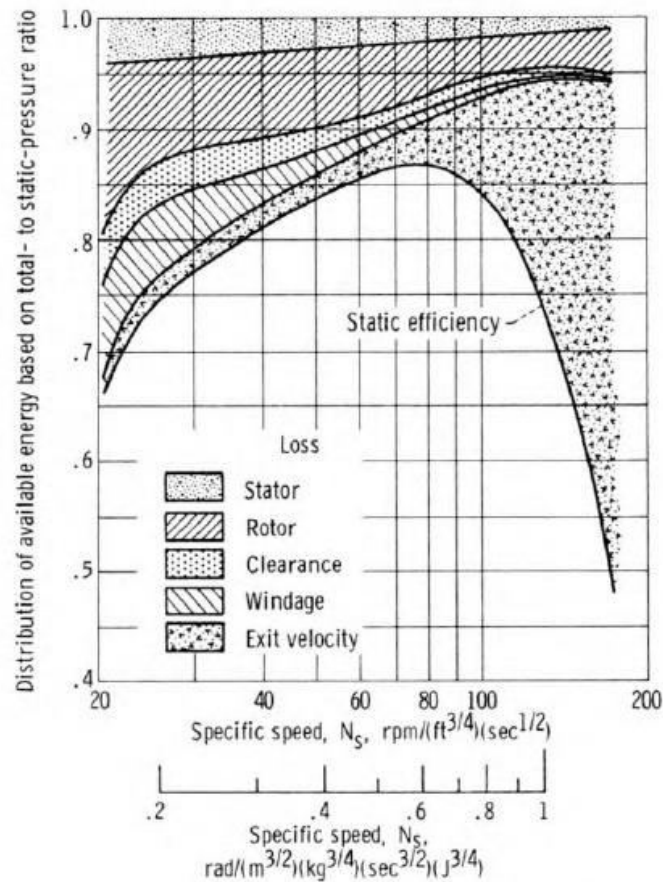


Figura 18 – Voci di perdita per un espansore radiale al variare del numero di giri specifico (Whitfield, 1990)

Dalla Figura 18, si evince che, escludendo le perdite per energia cinetica all'uscita del rotore, le perdite di maggiore rilevanza sono quelle del rotore alle quali si dovrà aggiungere, in fase di dimensionamento preliminare, l'effetto di irrotazionalità del fluido che tende a ridurre il lavoro scambiato tra fluido e palette. In base a tali considerazioni ed in analogia a quanto già effettuato per i compressori centrifughi, viene di seguito presentato il dimensionamento alla linea media dell'espansore E1.

L'espansore è composto da una voluta di distribuzione a sezione circolare, uno statore liscio per l'accelerazione del flusso prima dell'ingresso in girante. Date le differenze di pressione in gioco la girante è munita di controdisco.

Si fa riferimento alla seguente nomenclatura per individuare le sezioni notevoli dello stadio:

- 1: sezione ingresso voluta di distribuzione;
- 2: sezione ingresso diffusore liscio;
- 3: sezione ingresso girante;
- 4: sezione uscita girante.

Per tener conto dello slip factor, si è tenuto in conto preliminarmente di un incremento di una riduzione dell'angolo relativo uscita girante di 6° rispetto all'angolo di efflusso. Sono state considerate 7 pale.

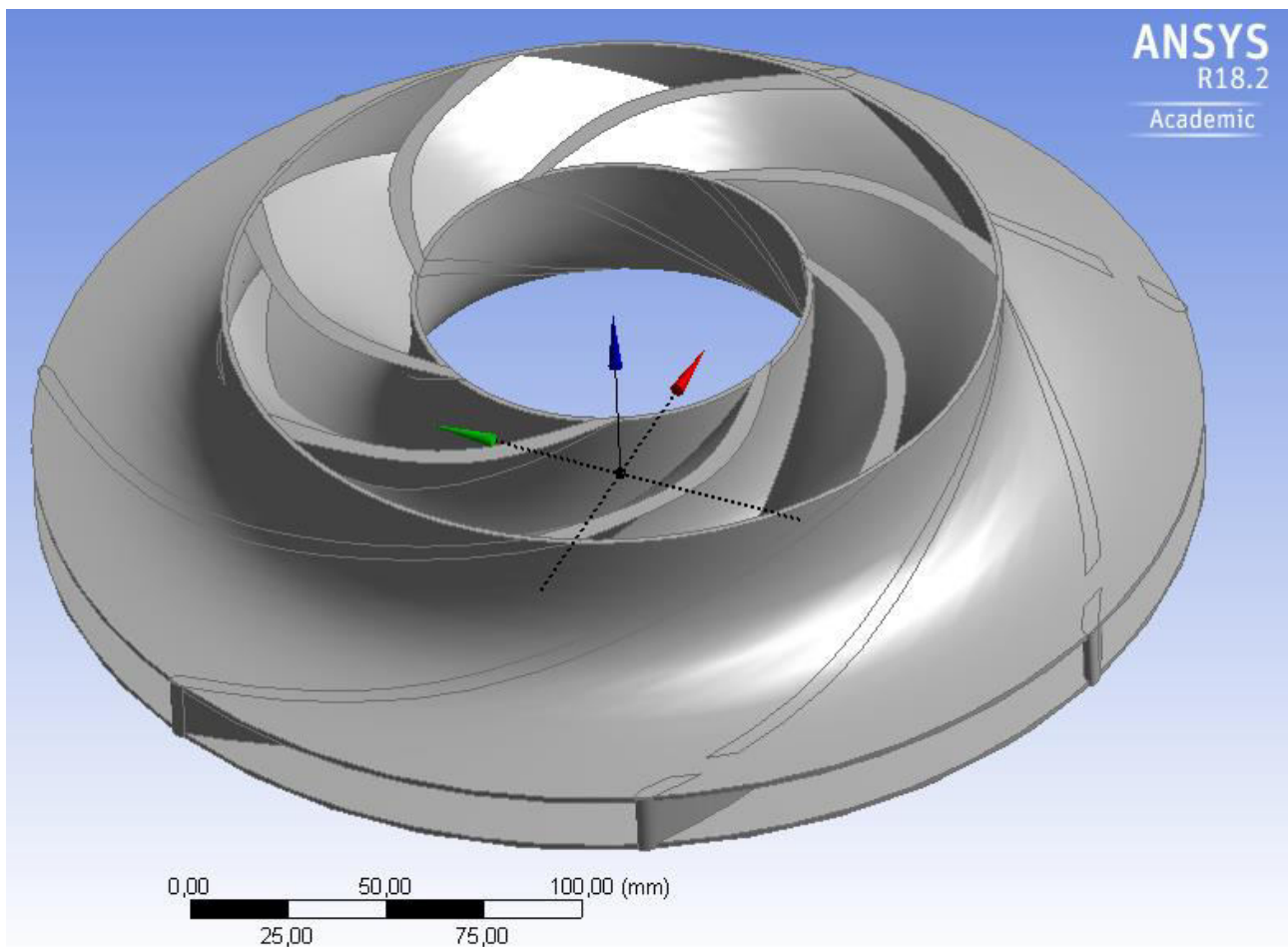
Nelle Tabelle 16 e 17 sono riportati i dettagli termodinamici, cinetici e geometrici del dimensionamento alla linea media dello stadio di espansione. Nelle Figure 19-24, si riportano nel dettaglio, la geometria della girante e la rappresentazione del campo di moto ricavati tramite analisi CFD tridimensionale.

Tabella 16 – Dimensionamento alla linea media dell'espansore E1

	SEZIONE			
	1	2	3	4
GRANDEZZE GEOMETRICHE				
<i>D</i>	-	400 mm	300 mm	150 mm
<i>b</i>	-	17 mm	17 mm	50 mm
<i>D_h</i>	-	-	300 mm	100 mm
<i>δ</i>	-	-	0,85	0,85
GRANDEZZE CINEMATICHE				
<i>c_m</i>	120 m/s	81,5 m/s	124 m/s	120 m/s
<i>c_u</i>	-	137 m/s	178 m/s	0,0 m/s
<i>c</i>	120 m/s	159,4 m/s	216 m/s	120 m/s
<i>α</i>	-	33°	35°	90°
<i>u</i>	-	-	392 m/s	196 m/s
<i>w_m</i>	-	-	124 m/s	120 m/s
<i>w_u</i>	-	-	214 m/s	196 m/s
<i>w</i>	-	-	247 m/s	230 m/s
<i>β</i>	-	-	30°	25 °
GRANDEZZE TERMODINAMICHE				
<i>T̄</i>	923 K	923 K	923 K	866 K
<i>p̄</i>	23,3 MPa	23,3 MPa	23,3 MPa	14,46 MPa
<i>ρ̄</i>	128 kg/m ³	128 kg/m ³	127,4 kg/m ³	86,2 kg/m ³
<i>h̄</i>	1158 kJ/kg	1158 kJ/kg	1158 kJ/kg	1092 kJ/kg
<i>T</i>	913 K	913 K	903 K	386 K
<i>p</i>	22,3 MPa	22,3 MPa	20,42 MPa	13,87 MPa
<i>ρ</i>	123,8 kg/m ³	123,8 kg/m ³	115 kg/m ³	83,4 kg/m ³
<i>h</i>	1148 kJ/kg	1147 kJ/kg	1134 kJ/kg	1085 kJ/kg
<i>Q</i>	1,6155 m ³ /s	1,6155 m ³ /s	1,739 m ³ /s	2,398 m ³ /s

Tabella 17 – Grandezze geometriche e cinematiche sezione di uscita girante espansore E1

Profilo palare in corrispondenza della linea esterna	
$D_{4,e}$	200 mm
$\beta_{4,e}$	18°
$c_{4,e}$	120 m/s
$W_{4,e}$	287 m/s
$u_{4,e}$	261 m/s
Profilo palare in corrispondenza della linea interna	
$D_{4,i}$	100 mm
$\beta_{4,i}$	36°
$c_{4,i}$	120 m/s
$w_{4,i}$	177,5 m/s
$u_{4,i}$	130,8 m/s



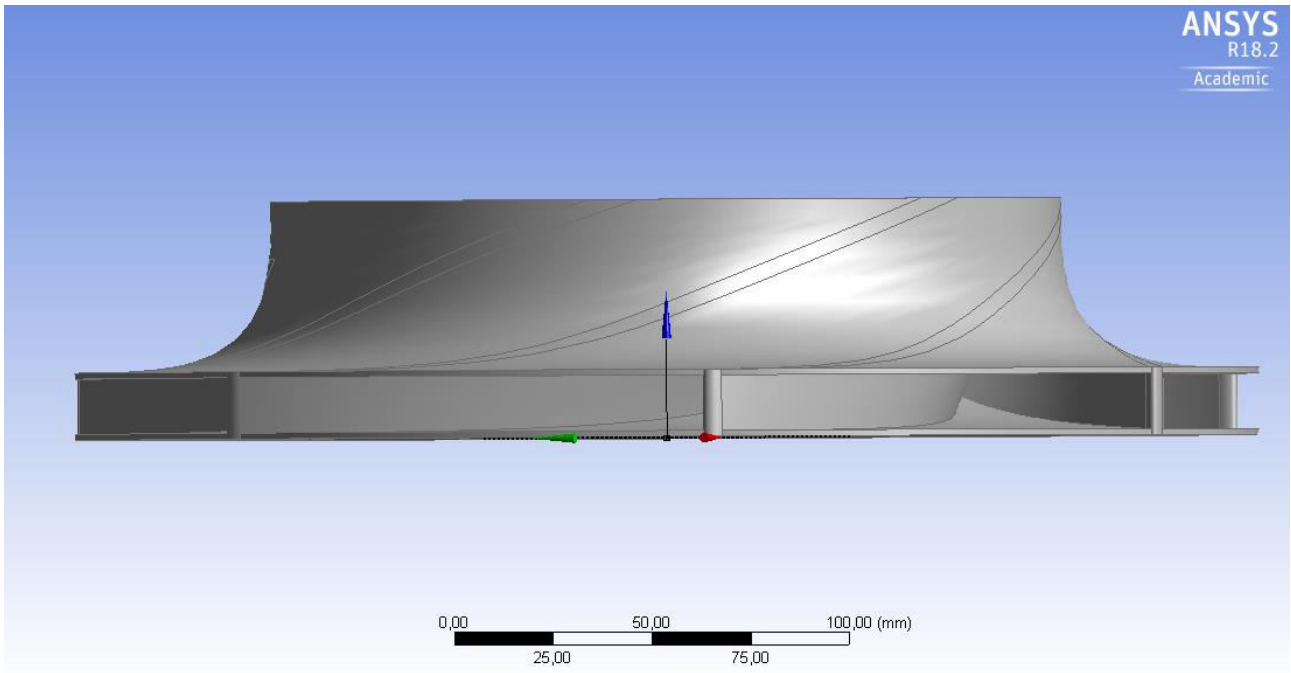


Figura 19 – geometria completa (con controdisco) della girante dell'espansore E1

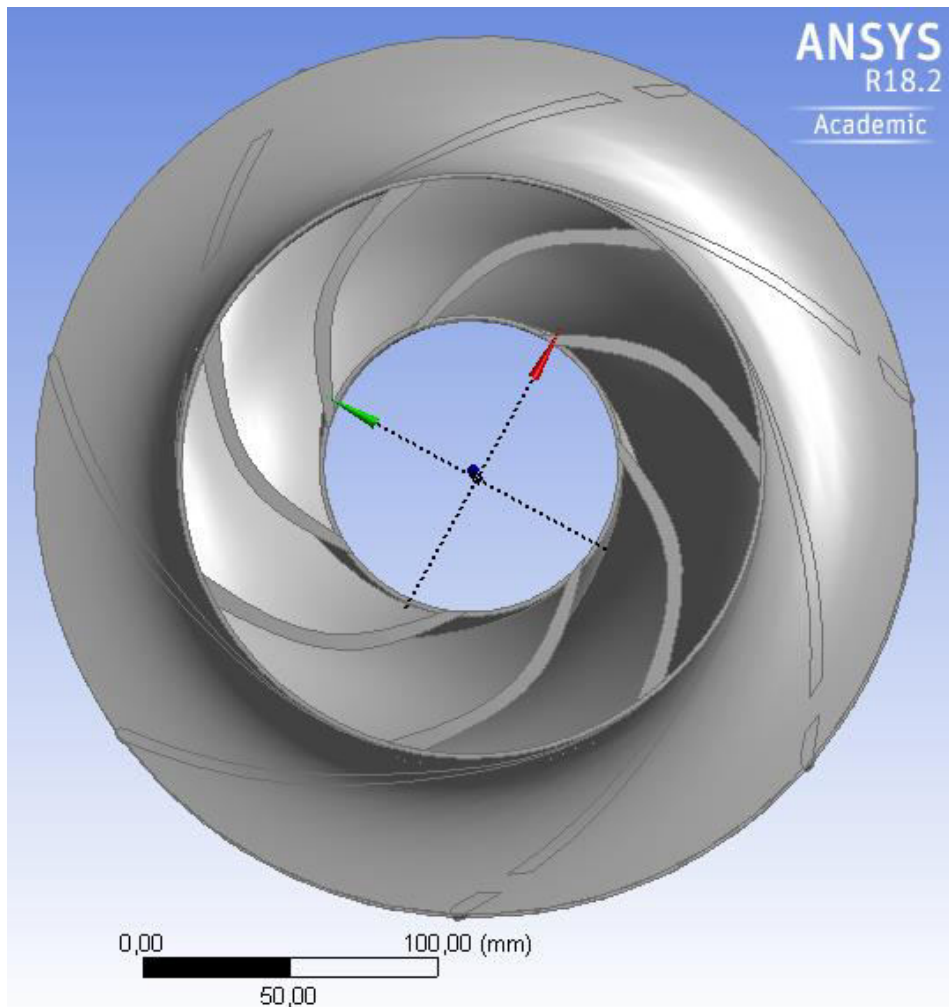


Figura 20 – vista frontale della geometria completa girante espansore E1

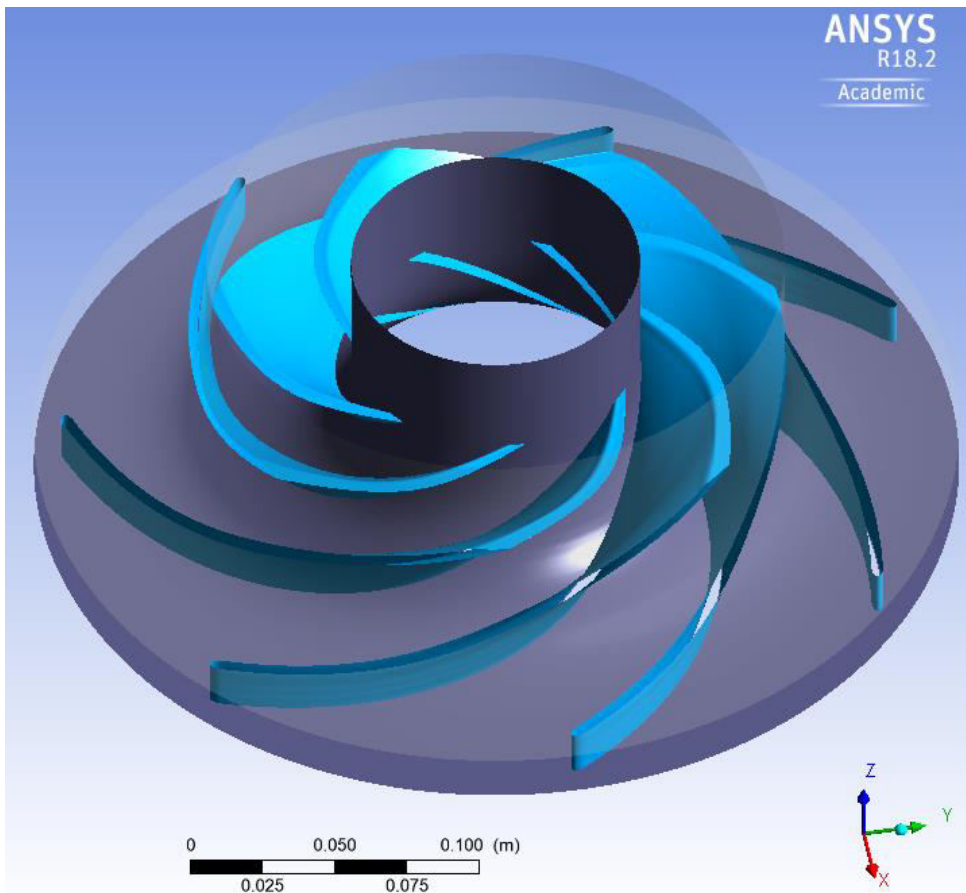


Figura 21 – dettaglio dei canali della girante dell'espansore E1

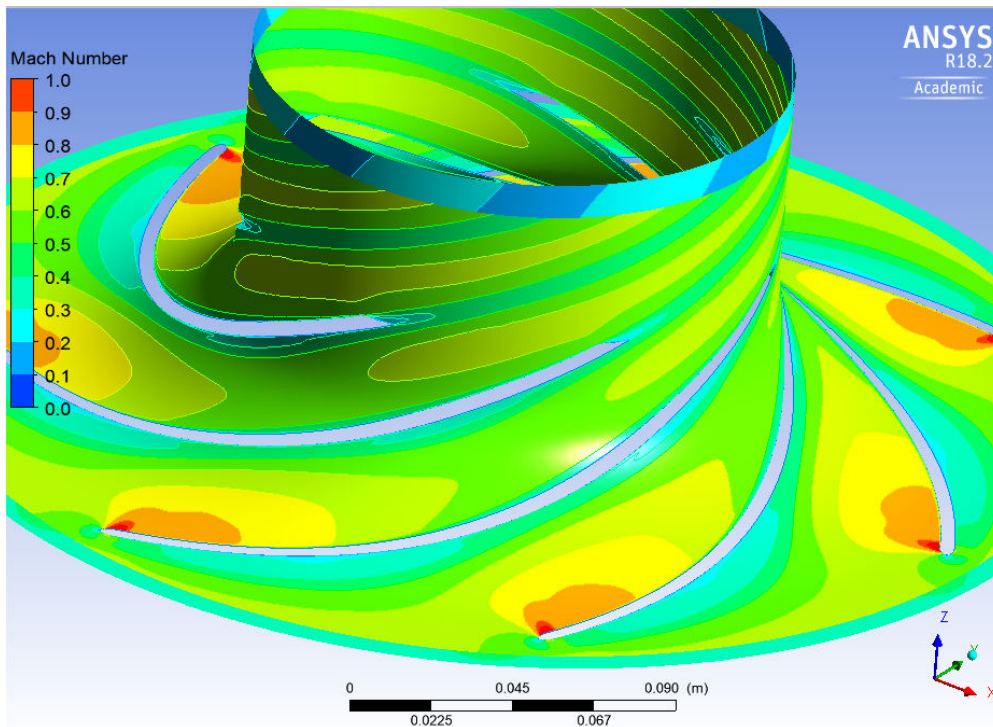


Figura 22 – Espansore E1: dettaglio del numero di Mach relativo alla linea media

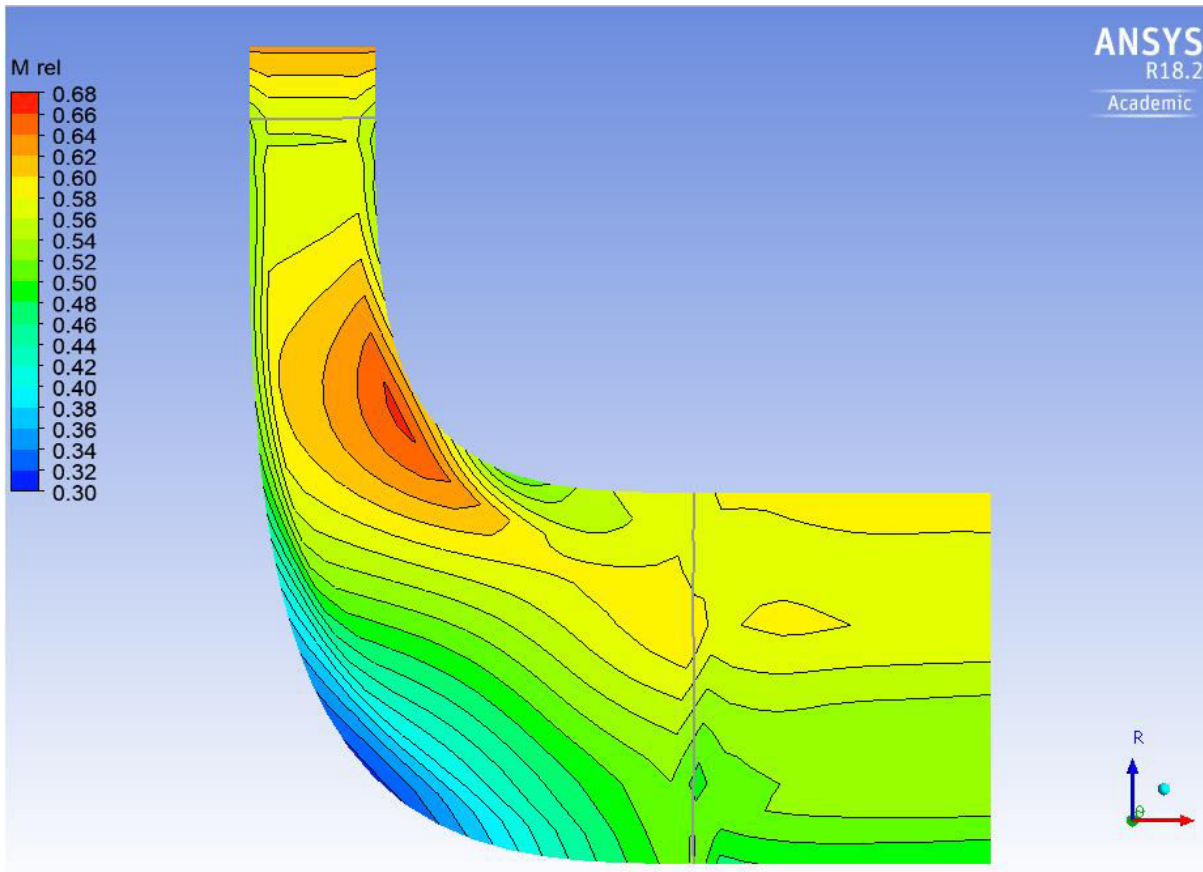


Figura 23 – Espansore E1: dettaglio del numero di Mach relativo (piano meridiano)

Tabella 18 – Riepilogo prestazioni compressore principale

	Espansore E1
<i>Rapporto di espansione (PR)</i>	<i>1,48</i>
<i>Rendimento interno (η_i)</i>	<i>0,87</i>
<i>Rendimento volumetrico (η_v)</i>	<i>0,98</i>
<i>Rendimento per ventilazione (η_o)</i>	<i>0,99</i>
<i>Rendimento di stadio (η)</i>	<i>0,84</i>
<i>Potenza (P)</i>	<i>12,77 MW</i>

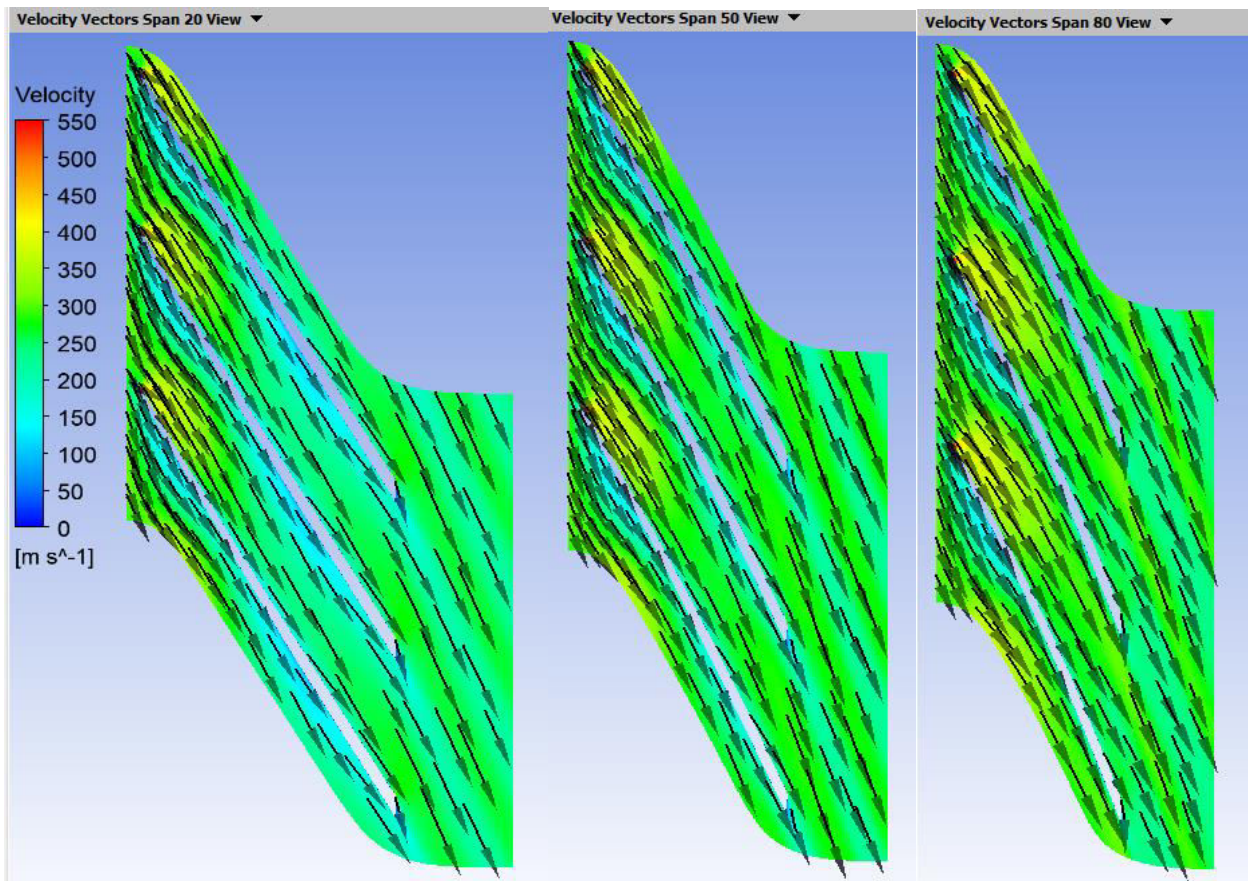


Figura 24 – Espansore E1: efflusso sul piano interpalare relativo alle quote 20% dell'altezza palare (a sinistra), 50% dell'altezza palare (al centro), 80% dell'altezza palare (a destra)

3.4 Espansore E2 (Turbina di potenza)

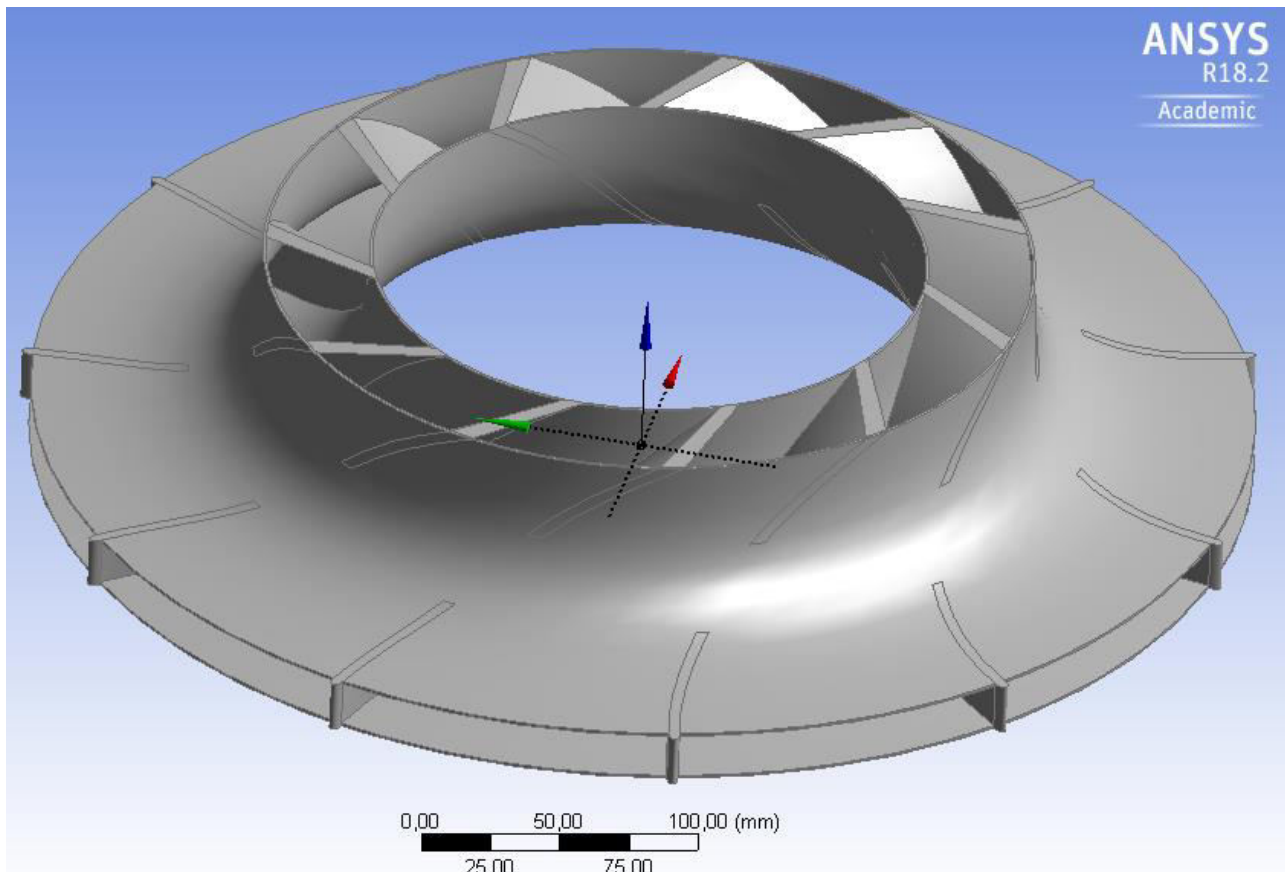
Per la turbina di potenza è stata prevista una linea d'albero differente rispetto al gruppo compressori MC-RC ed espansore E1. Pertanto il numero di giri può essere ottimizzato considerando i vincoli di buon progetto della macchina (scelta del numero di giri specifico più opportuno) e di accoppiamento con il generatore elettrico. La scelta è ricaduta su una macchina radiale monostadio con numero di giri nominale pari a 12000 rpm. La girante è munita di controdisco e lo statore è liscio. Il dimensionamento preliminare alla linea media e le correzioni sull'angolo costruttivo uscita girante hanno seguito i criteri già esposti precedentemente per l'espansore E1 (procedura di design alla linea media supportata da simulazioni fluidodinamiche numeriche 3D per verificare la correttezza dello slip factor preso in considerazione). Nelle tabelle 19 e 20 sono riportati i dettagli termodinamici, cinetici e geometrici della macchina dimensionata. Nelle Figure 25 e 26 sono mostrati i rendering della girante.

Tabella 19 – Dimensionamento alla linea media dell'espansore E2

	SEZIONE			
	1	2	3	4
GRANDEZZE GEOMETRICHE				
D	-	520 mm	450 mm	239,5 mm
b	-	19 mm	19 mm	39,5 mm
D_h	-	-	450 mm	200 mm
δ	-	-	0,85	0,85
GRANDEZZE CINEMATICHE				
c_m	100 m/s	113,3 m/s	131 m/s	100 m/s
c_u	-	244,5 m/s	282,6 m/s	0,0 m/s
c	100 m/s	269,5 m/s	311 m/s	100 m/s
α	-	25°	25°	90°
u	-	-	286,6 m/s	150,4 m/s
w_m	-	-	131 m/s	100 m/s
w_u	-	-	0 m/s	150,4 m/s
w	-	-	131 m/s	180,6 m/s
β	-	-	90°	34 °
GRANDEZZE TERMODINAMICHE				
T̄	866 K	866 K	866 K	795 K
p̄	14,5 MPa	14,5 MPa	14,4456 MPa	8,0 MPa
ρ̄	86,4 kg/m ³	86,4 kg/m ³	86,2 kg/m ³	52,7 kg/m ³
h̄	1092 kJ/kg	1092 kJ/kg	1092 kJ/kg	1012 kJ/kg
T	861 K	834 K	823 K	791 K
p	14,1 MPa	11,57 MPa	10,7 MPa	7,73 MPa
ρ	84,35 kg/m ³	72,14 kg/m ³	67,7 kg/m ³	51,3 kg/m ³
h	1087 kJ/kg	1055 kJ/kg	1043 kJ/kg	1007 kJ/kg
Q	2,3711 m ³ /s	2,7724 m ³ /s	2,9542 m ³ /s	3,8986 m ³ /s

Tabella 20 - Sezione di uscita: apice e mozzo palare

Profilo palare in corrispondenza della linea esterna	
$D_{4,e}$	279 mm
$\beta_{4,e}$	25°
$c_{4,e}$	100 m/s
$W_{4,e}$	201,7 m/s
$u_{4,e}$	175,2 m/s
Profilo palare in corrispondenza della linea interna	
$D_{4,i}$	200 mm
$\beta_{4,i}$	32°
$c_{4,i}$	100 m/s
$w_{4,i}$	160,5 m/s
$u_{4,i}$	125,6 m/s



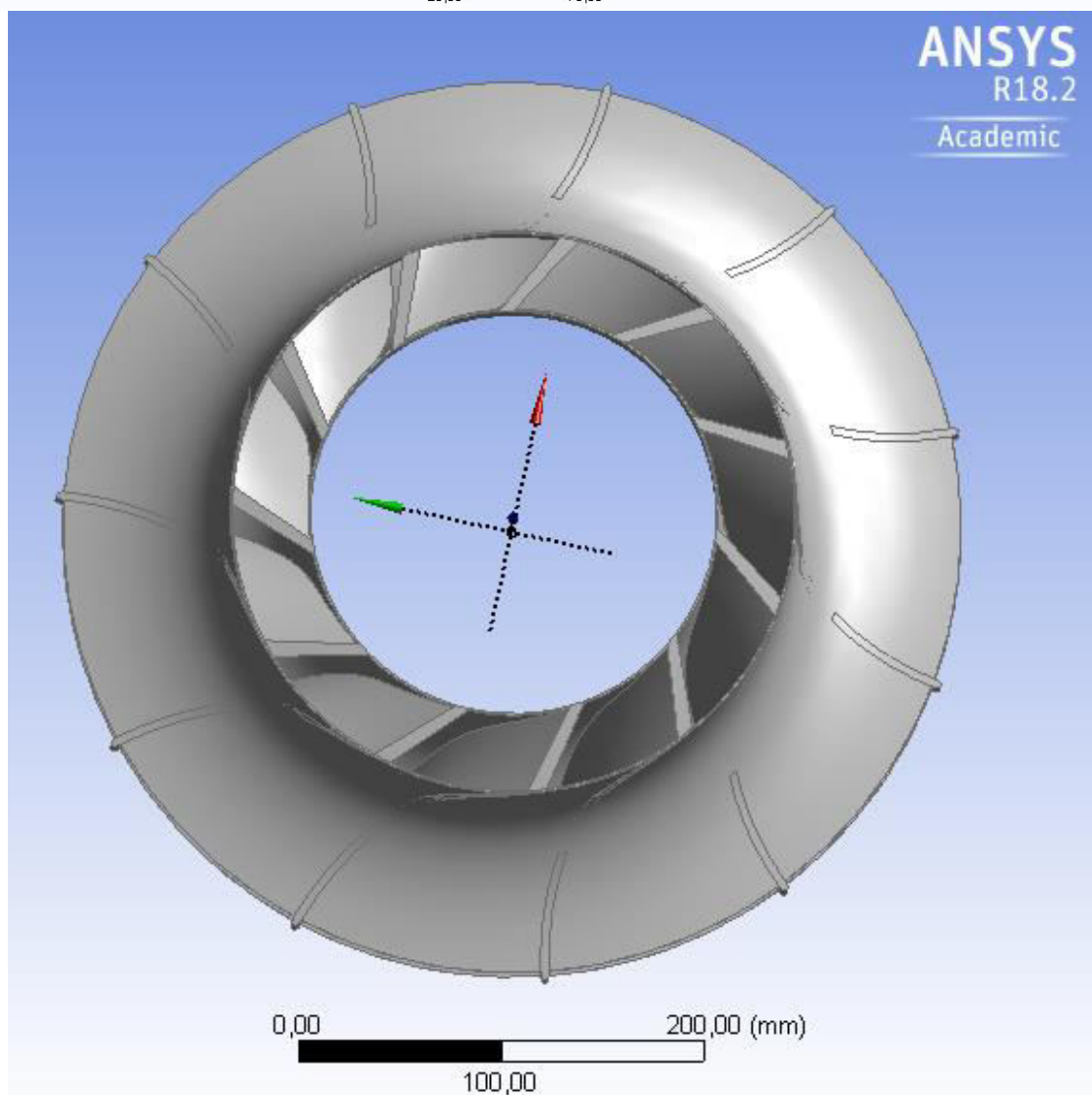
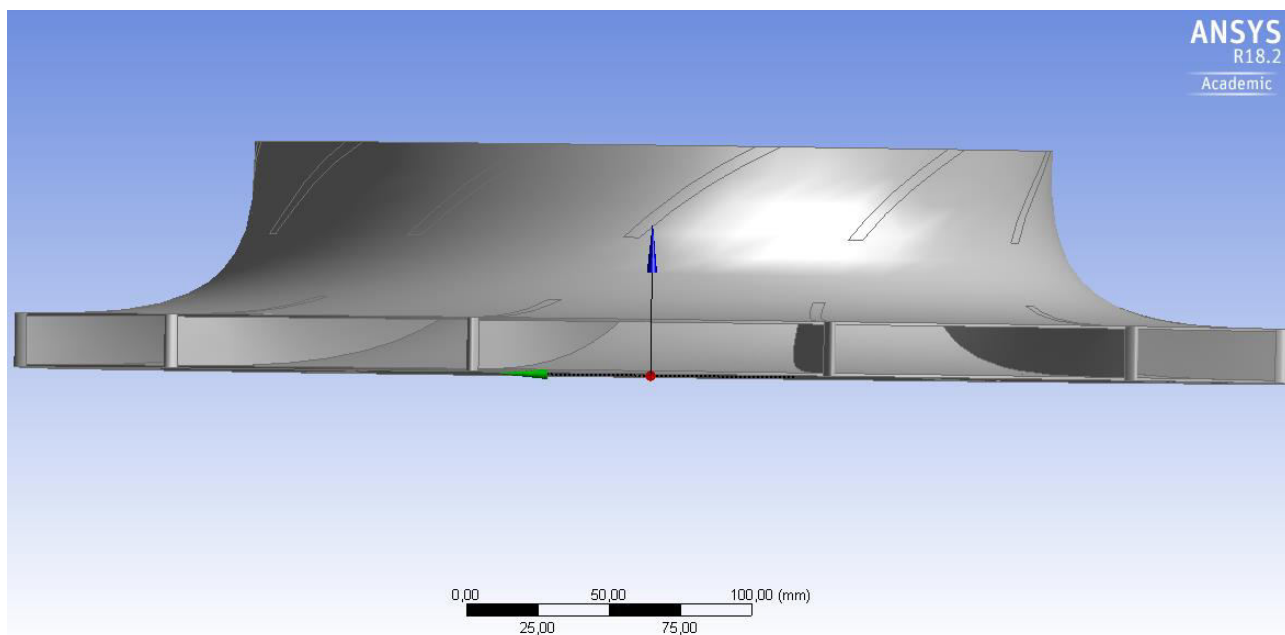


Figura 25 - geometria completa (con controdisco) della girante della turbina di potenza (E2)

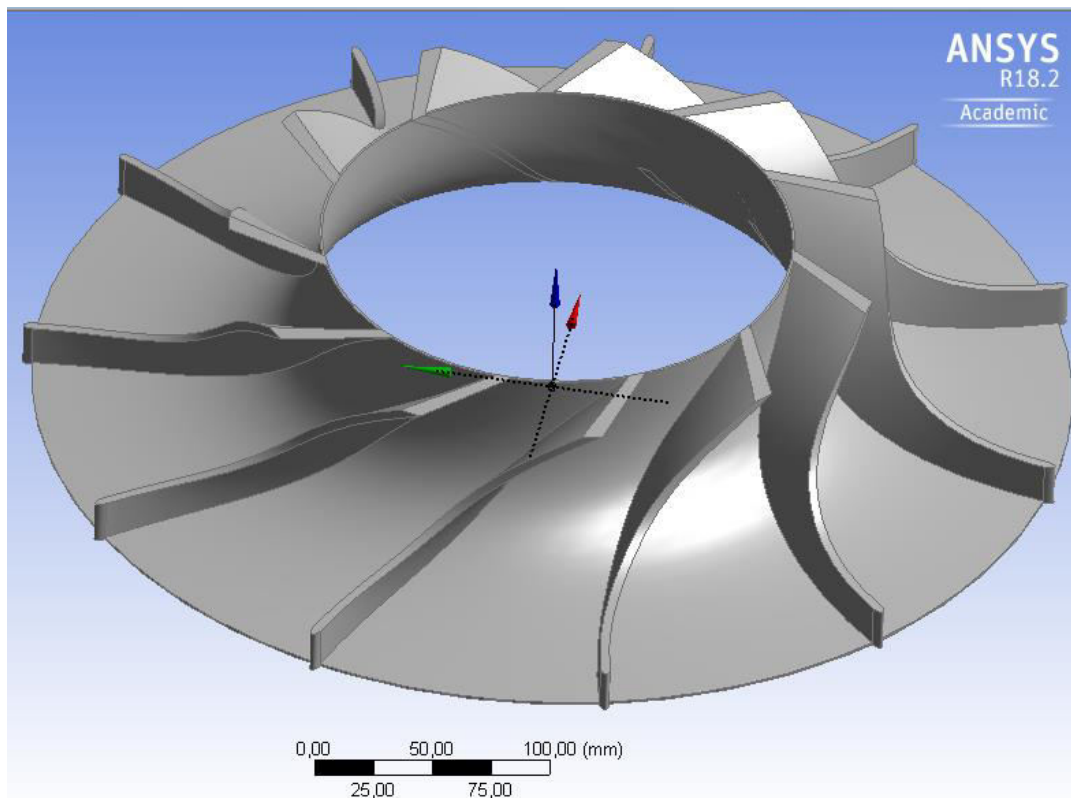


Figura 26 – dettaglio dei canali della girante della turbina di potenza (E2)

3.5 Turbo-gruppo di potenza taglia 3 MWe

La potenza del turbogruppo, dipende, fondamentalemente, dalla portata massica elaborata e dal salto entalpico messo a disposizione all'espansore.

Nel caso in questione, l'obiettivo iniziale del lavoro era operare lo scale-down del turbogruppo agendo solo sulla portata elaborata, in modo tale da evitare ripercussioni delle scelte effettuate a livello di componente sull'intero schema di impianto. Tuttavia, il dimensionamento del turbo-gruppo da 15 MWe ha messo in evidenza alcuni limiti importanti nella possibilità di riduzione della potenza del componente mantenendone invariata la configurazione (operando attraverso le note leggi di similitudine cinematica). In particolare, si è riscontrato che l'altezza pala alla sezione di uscita della girante del secondo stadio del compressore di ricompressore RC e, in secondo luogo, il valore dell'altezza pala alla sezione di uscita girante del compressore MC rendono impraticabile una riduzione della potenza del gruppo di oltre 1/3. Per tali condizioni, infatti, le altezze pala uscita girante raggiungerebbero i 4-5 mm. Ogni ulteriore riduzione porrebbe notevoli problemi di carattere fluidodinamico all'interno dei condotti principali, e incrementerebbe troppo il peso delle perdite per ventilazione e volumetriche. Pertanto si può considerare che, per la configurazione d'impianto analizzata da ENEA, la potenza minima del turbo-gruppo possa essere circa 10 MWe. Al di sotto di tale soglia si può ritenere di seguire due possibili alternative:

- 1) Ridurre il rapporto di compressione dell'impianto ricompresso di riferimento;
- 2) Modificare la configurazione del ciclo portandola ad un ciclo a compressione semplice.

Nel primo caso riducendo la pressione massima diminuirebbe anche la densità alla sezione di uscita delle giranti dei compressori MC ed RC e, anche per turbogruppi con potenze inferiori a 10 MWe potrebbe essere rispettato il vincolo di minima altezza pala.

Nel secondo caso, invece, si eliminerebbe il compressore di ricompressione e tutta la portata verrebbe elaborata dal compressore principale. Mantenendo invariati i triangoli di velocità alla linea media per il

compressore MC, si stima che, in tal caso, la potenza minima del turbogruppo possa essere intorno ai 7 MWe.

In entrambi i casi, comunque, il rendimento limite d'impianto risulterebbe ridotto (Brun, 2017). Per potenze ancora inferiori, come per i 3 MWe di riferimento, sarà necessario combinare le azioni 1 e 2. In tal caso, il turbogruppo diventerà molto simile a quello dimensionato per il gruppo di compressione ed illustrato nel Capitolo successivo. E' ovvio che ciò comporterà una completa rivisitazione del ciclo per l'impianto di riferimento.

4 Design termo-fluidodinamico del turbo-gruppo del sistema di compressione

Di seguito sono riportati i dimensionamenti effettuati per il compressore centrifugo monostadio, l'espansore connesso al compressore e l'espansore 2 posto su una seconda linea d'albero a velocità ridotta. Le procedure di dimensionamento preliminare per diversi componenti hanno seguito quanto già esposto nel capitolo precedente per il dimensionamento del turbo-gruppo di potenza, pertanto, per brevità, non saranno ripetute.

4.1 Compressore

Si tratta di un unico stadio di compressore centrifugo con girante munita di contro-disco. Lo statore è liscio per rendere il componente più adatto al comportamento ai carichi parziali visto che, in base alle specifiche di progetto, il fluido di lavoro si trova in condizioni di poco supercritiche vicino alla curva limite e, pertanto, le sue proprietà termodinamiche variano notevolmente anche se ci si discosta poco dalle condizioni di progetto. Nelle Tabelle 21- 23 sono riportati tutti i dettagli cinematici e geometrici delle sezioni notevoli della macchina. Le Figure 27 e 28 mostrano nel dettaglio il rendering della girante.

Tabella 21 – Dimensionamento alla linea media del compressore

	SEZIONE			
	1	2	3	4
GRANDEZZE GEOMETRICHE				
<i>D</i>	54 mm	100 mm	140 mm	-
<i>b</i>	14 mm	6 mm	6 mm	-
<i>D_h</i>	40 mm	100 mm	140 mm	-
<i>δ</i>	0,80	0,85	-	-
GRANDEZZE CINEMATICHE				
<i>c_m</i>	30 m/s	50 m/s	36,4 m/s	70 m/s
<i>c_u</i>	0 m/s	148 m/s	105,7 m/s	0,0 m/s
<i>c</i>	30 m/s	156,2 m/s	111,8 m/s	70 m/s
<i>α</i>	90°	19°	18°	90°
<i>u</i>	84,8 m/s	148 m/s	-	-
<i>w_m</i>	30 m/s	50 m/s	-	-
<i>w_u</i>	84,8 m/s	0 m/s	-	-
<i>w</i>	90 m/s	50 m/s	-	-
<i>β</i>	20°	90°	-	-
GRANDEZZE TERMODINAMICHE				
<i>T̄</i>	328 K	347,5 K	347,5 K	347,5 K
<i>p̄</i>	18,6 MPa	30 MPa	30 MPa	30 MPa
<i>ρ̄</i>	736 kg/m ³	769,8 kg/m ³	769,8 kg/m ³	769,5 kg/m ³

\bar{h}	314 kJ/kg	338,9 kJ/kg	338,9 kJ/kg	338,9 kJ/kg
T	327 K	335,2 K	385 K	340 K
p	18,24 MPa	21,1 MPa	22,75 MPa	28 MPa
ρ	729,3 kg/m ³	730 kg/m ³	757,2 kg/m ³	770,6 kg/m ³
h	313,5 kJ/kg	314,5 kJ/kg	333 kJ/kg	338,5 kJ/kg
Q	0,0589 m ³ /s	0,0589 m ³ /s	0,0568 m ³ /s	0,0558m ³ /s

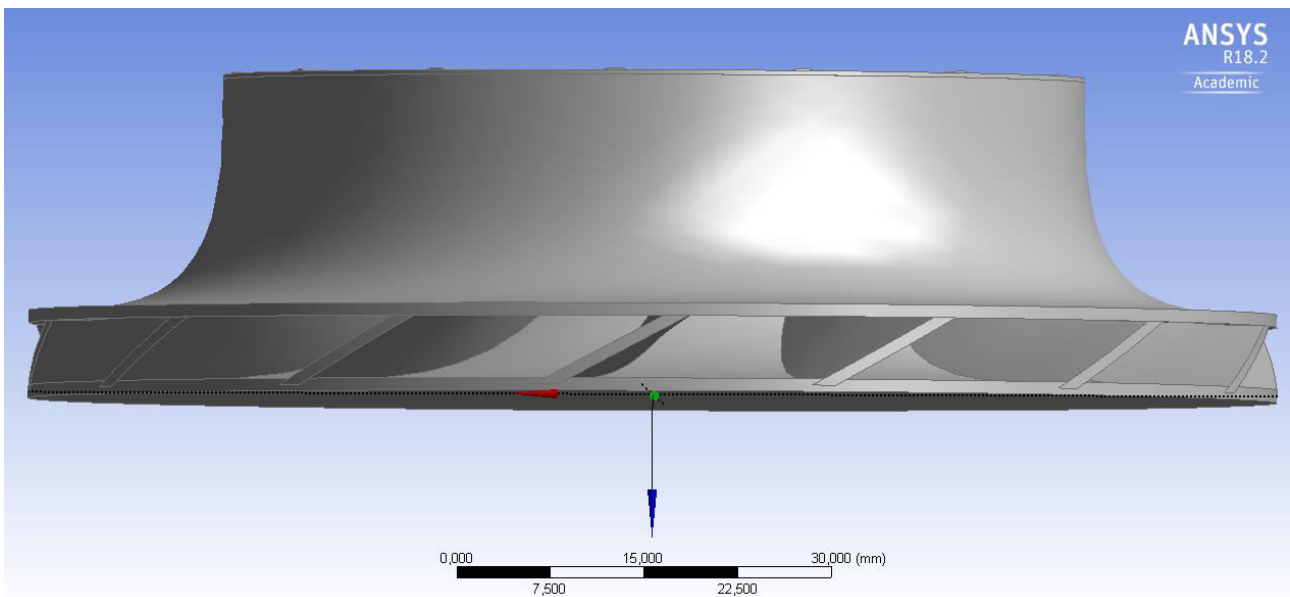
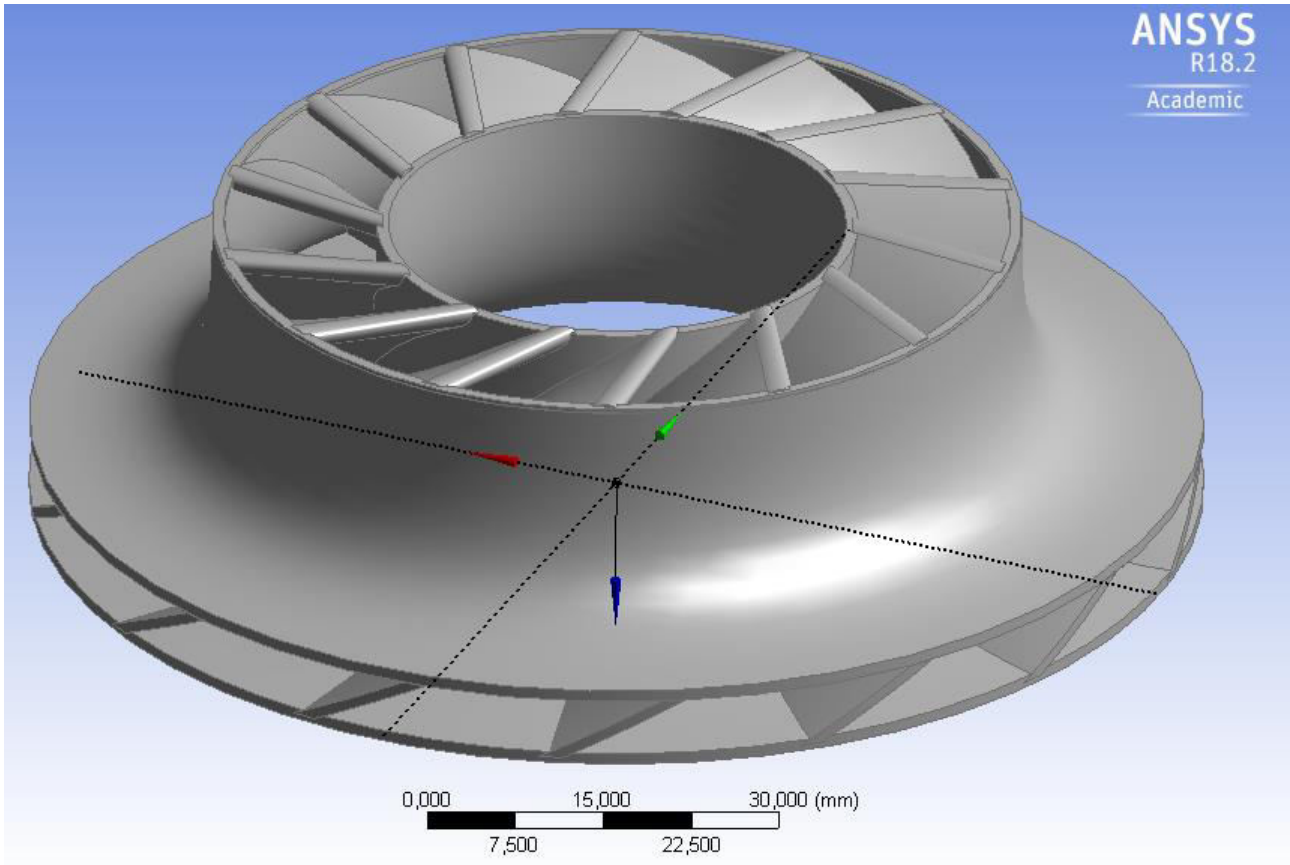
Tabella 22 – Grandezze geometriche e cinematiche sezione di ingresso: apice e mozzo palare

Profilo palare in corrispondenza della linea esterna	
$D_{1,e}$	68 mm
$\beta_{1,e}$	16°
$c_{1,e}$	30 m/s
$W_{1,e}$	110,9 m/s
$u_{1,e}$	106,8 m/s
Profilo palare in corrispondenza della linea interna	
$D_{1,i}$	40 mm
$\beta_{1,i}$	26°
$c_{1,i}$	30 m/s
$w_{1,i}$	69,6 m/s
$u_{1,i}$	62,8 m/s

Tabella 23 - Grandezze geometriche e cinematiche per i vari elementi del compressore

<u>GIRANTE</u>	
N.ro Pale	14
φ_{1e}	0,28
χ_1	0,59
b_2/D_2	0,06
β_{2c}	97°
φ_2	0,34
χ_2	1,85
<u>DIFFUSORE LISCIO</u>	

D_{out}	140 mm
h	6 mm
α	18°
<u>VOLUTA DI RACCOLTA</u>	
Sezione di passaggio	$7,9 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$



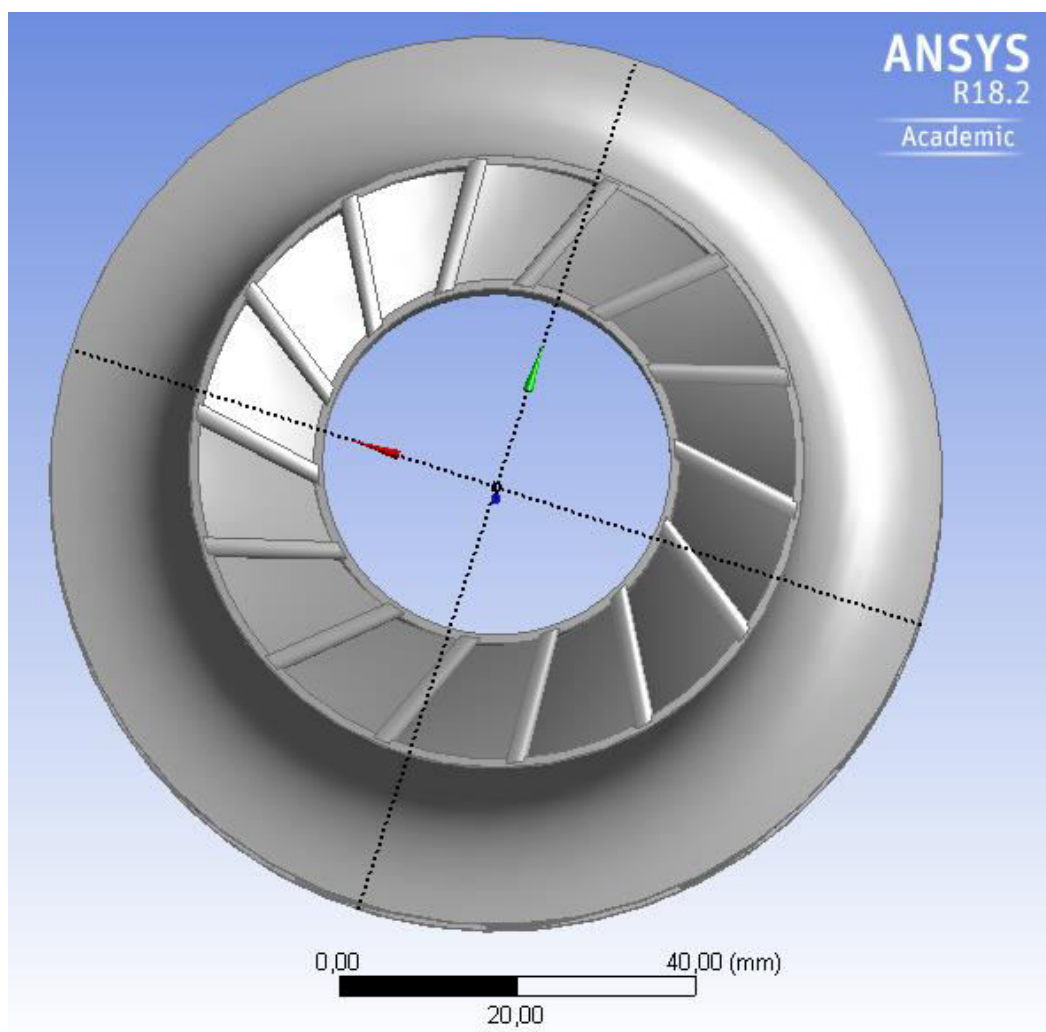


Figura 27 - geometria completa (con controdisco) della girante del compressore

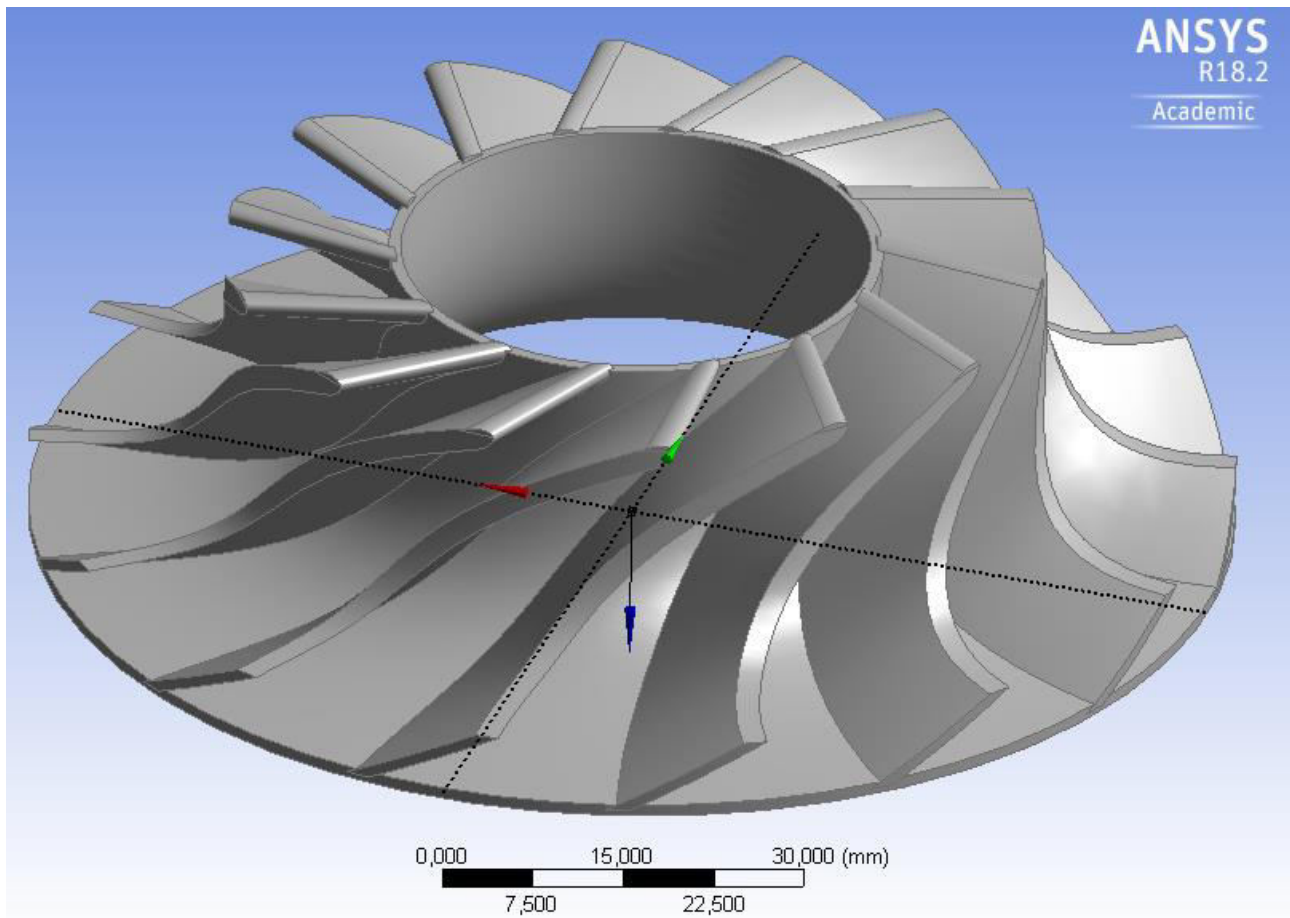


Figura 28 – dettaglio dei canali della girante del compressore

4.2 Espansore 1

In base alle considerazioni riportate in precedenza sull'organizzazione delle linee d'albero, l'espansore è stato suddiviso in due stadi: un primo stadio di alta pressione che serve a movimentare il compressore ed un secondo, montato su un secondo albero a numero di giri ridotto (15000 rpm) la cui potenza (poco più di 2 MW) potrà essere utilizzata per la movimentazione di altri componenti d'impianto o per la produzione di energia elettrica.

L'espansore 1 è molto compatto. Presenta uno statore radiale liscio e una girante centripeta munita di controdisco. Nelle Tabelle 24 e 25 sono riportate le principali caratteristiche dal punto di vista termodinamico, cinetico dell'efflusso nelle sezioni notevoli nonché le principali caratteristiche geometriche. Le Figure 29-31 mostrano, inoltre, i rendering relativi alla girante centripeta.

Tabella 24 – Dimensionamento alla linea media espansore 1

	SEZIONE			
	1	2	3	4
GRANDEZZE GEOMETRICHE				
<i>D</i>	-	<i>160 mm</i>	<i>140 mm</i>	<i>56,5 mm</i>
<i>b</i>	-	<i>8 mm</i>	<i>8 mm</i>	<i>18,5 mm</i>
<i>D_h</i>	-	-	<i>140 mm</i>	<i>38 mm</i>
<i>δ</i>	-	-	<i>0,85</i>	<i>0,85</i>

GRANDEZZE CINEMATICHE				
c_m	50 m/s	49 m/s	66 m/s	100 m/s
c_u	-	100 m/s	114,2 m/s	0 m/s
c	50 m/s	111,3 m/s	131,8 m/s	100 m/s
α	-	27°	30°	90°
u	-	-	219,8 m/s	88,7 m/s
w_m	-	-	66 m/s	100 m/s
w_u	-	-	105,6 m/s	88,7 m/s
w	-	-	124,5 m/s	133,6 m/s
β	-	-	32°	48°
GRANDEZZE TERMODINAMICHE				
\bar{T}	647 K	647 K	647 K	619,6 K
\bar{p}	28,82 MPa	28,82 MPa	28,81 MPa	21,74 MPa
$\bar{\rho}$	232,8 kg/m ³	232,8 kg/m ³	232,8 kg/m ³	187,9 kg/m ³
\bar{h}	807,4 kJ/kg	807,4 kJ/kg	807,4 kJ/kg	782,3 kJ/kg
T	640 K	638 K	638 K	614 K
p	28,2 MPa	26,86 MPa	26,84 MPa	20,82 MPa
ρ	230 kg/m ³	221,5 kg/m ³	221,5 kg/m ³	182,1 kg/m ³
h	806 kJ/kg	799 kJ/kg	798,7 kJ/kg	777,3 kJ/kg
Q	0,187 m ³ /s	0,1941 m ³ /s	0,1941 m ³ /s	0,2361 m ³ /s

Tabella 25 – Grandezze geometriche e cinematiche sezione di uscita: apice e mozzo palare

Profilo palare in corrispondenza della linea esterna	
$D_{4,e}$	75 mm
$\beta_{4,e}$	34°
$c_{4,e}$	100 m/s
$W_{4,e}$	154,4 m/s
$u_{4,e}$	117,7 m/s
Profilo palare in corrispondenza della linea interna	
$D_{4,i}$	38 mm
$\beta_{4,i}$	52°

$C_{4,i}$	100 m/s
$W_{4,i}$	116 m/s
$u_{4,i}$	59,6 m/s

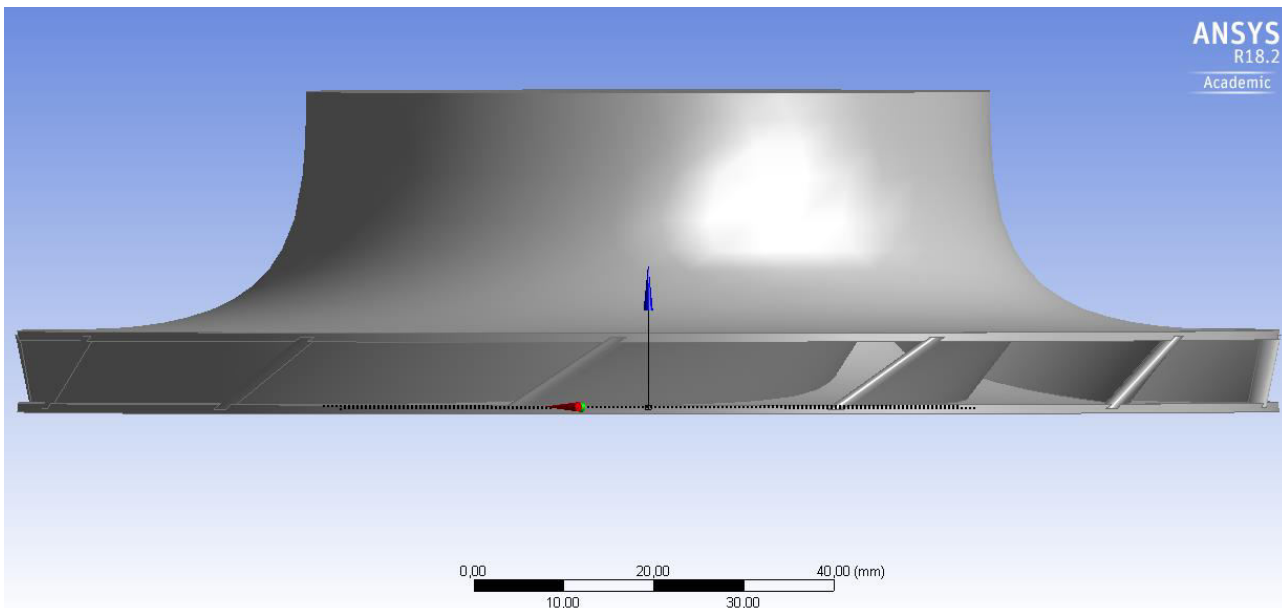
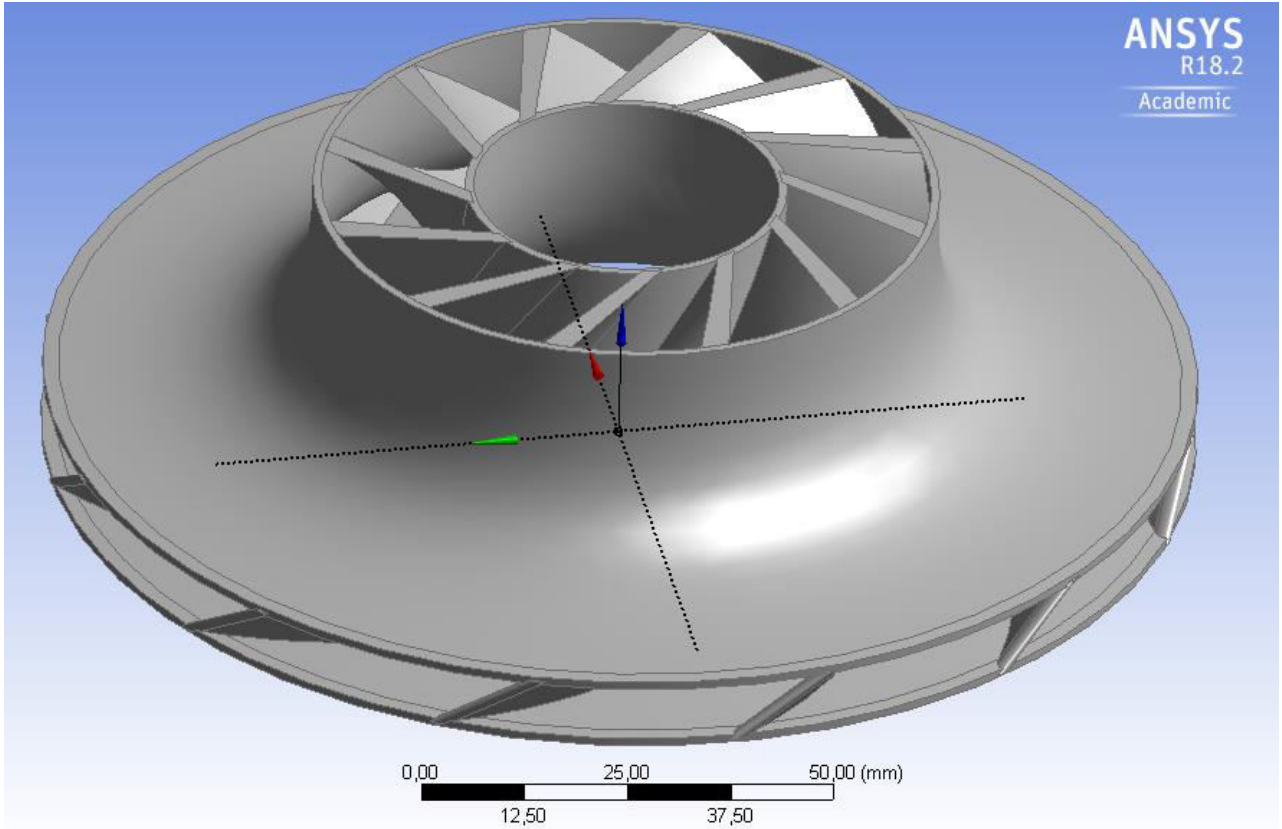


Figura 29 - geometria completa (con controdisco) della girante dell'espansore 1

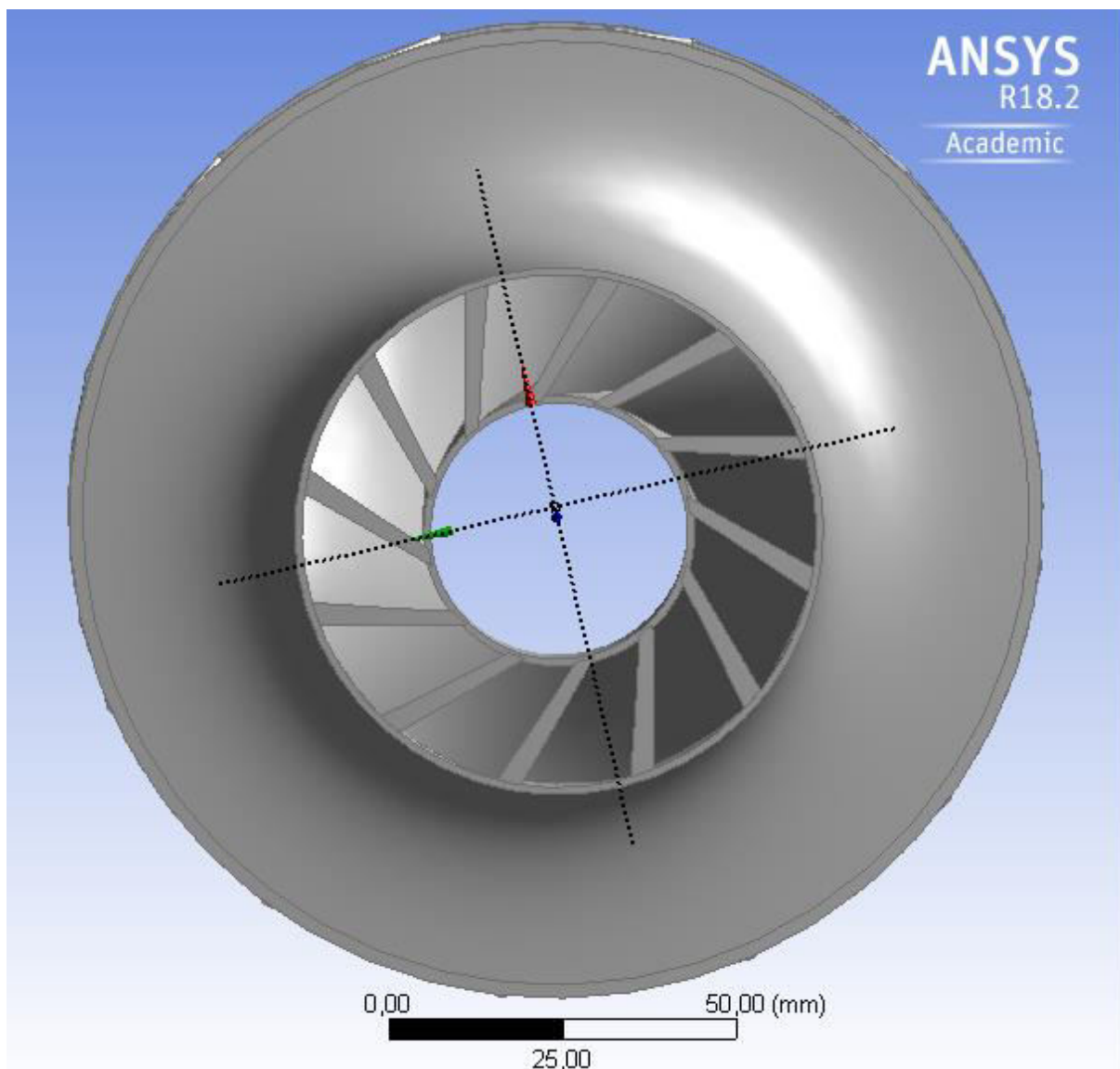


Figura 30 – vista frontale geometria girante espansore 1

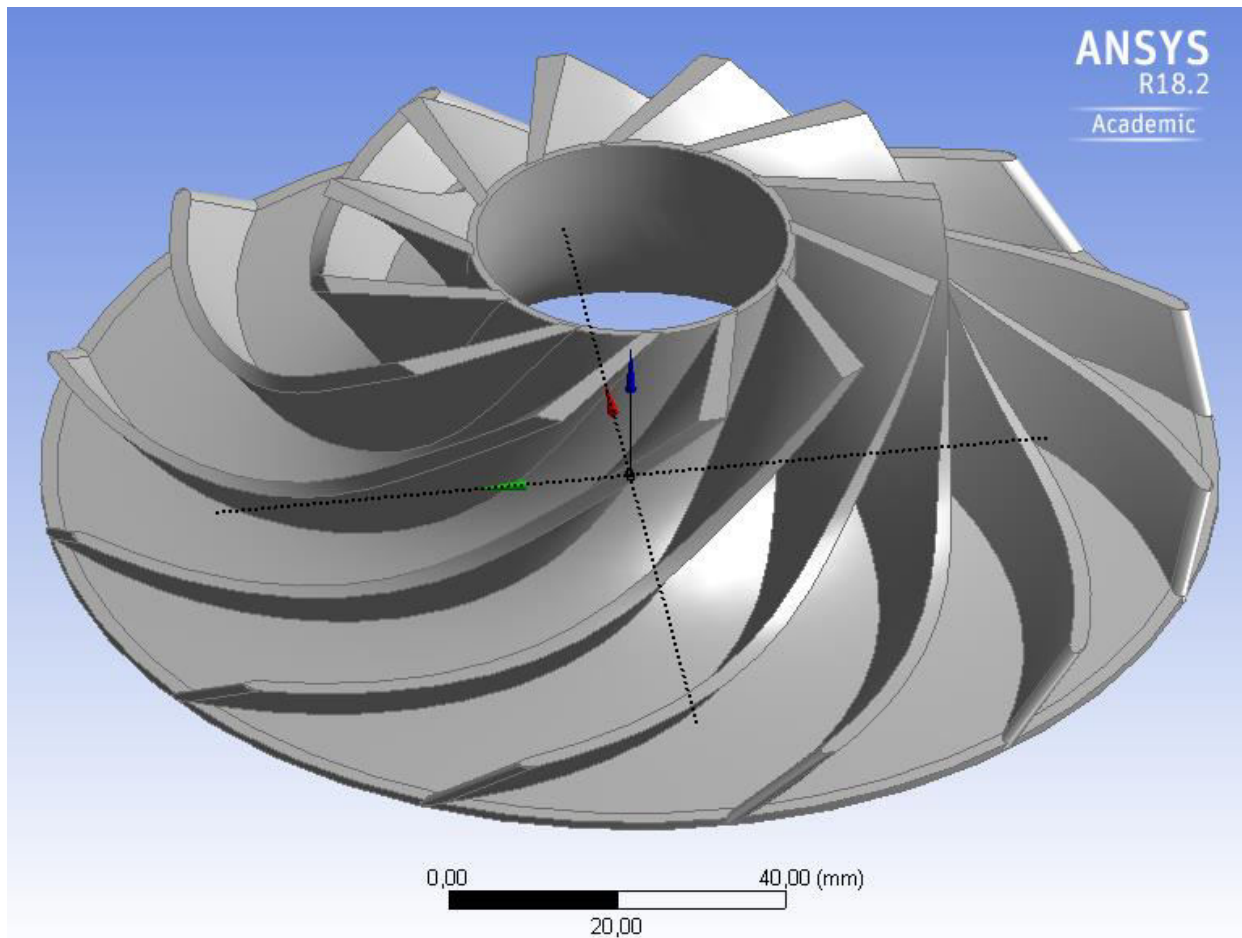


Figura 31 – dettaglio dei canali della girante dell'espansore

4.3 Espansore 2

Per la turbina di potenza è stata prevista una linea d'albero differente rispetto al gruppo compressore espansore 1. Pertanto il numero di giri è stato ridotto a 15000 rpm, in base ai vincoli di buon progetto (scelta del numero di giri specifico più opportuno) e di accoppiamento con un utilizzatore. La scelta è ricaduta su una macchina radiale monostadio. La girante è munita di controdisco e lo statore è liscio. Il dimensionamento preliminare alla linea media e le correzioni sull'angolo costruttivo uscita girante hanno seguito i criteri già esposti precedentemente (procedura di design alla linea media supportata da simulazioni fluidodinamiche numeriche 3D per verificare la correttezza dello slip factor preso in considerazione). Nelle tabelle 26 e 27 sono riportati i dettagli termodinamici, cinetici e geometrici della macchina dimensionata. Nelle Figure 32 e 33 sono mostrati i rendering della girante. Si stima che la potenza messa a disposizione all'albero nelle condizioni di progetto sia di circa 2,4 MW.

Tabella 26 – Dimensionamento alla linea media dell'espansore 2

	SEZIONE			
	1	2	3	4
GRANDEZZE GEOMETRICHE				
D	-	320 mm	300 mm	87 mm

b	-	6 mm	6 mm	29 mm
D_h	-	-	300 mm	58 mm
δ	-	-	0,85	0,85
GRANDEZZE CINEMATICHE				
c_m	100 m/s	48 m/s	60 m/s	60 m/s
c_u	-	221 m/s	236 m/s	0 m/s
c	100 m/s	226 m/s	243 m/s	60 m/s
α	-	13°	15°	90°
u	-	-	236 m/s	68,3 m/s
w_m	-	-	60 m/s	60 m/s
w_u	-	-	0 m/s	68,3 m/s
w	-	-	60 m/s	60 m/s
β	-	-	90°	41 °
GRANDEZZE TERMODINAMICHE				
T̄	620 K	619,6 K	619,6 K	555,5 K
p̄	21,74 MPa	21,74 MPa	21,74 MPa	10,75 MPa
ρ̄	187,9 kg/m ³	187,9 kg/m ³	187,9 kg/m ³	106,3 kg/m ³
h̄	782,3 kJ/kg	782,3 kJ/kg	782,3 kJ/kg	726,3 kJ/kg
T	614 K	597 K	588 K	552 K
p	20,82 MPa	17,3 MPa	16,69 MPa	10,563 MPa
ρ	182,1 kg/m ³	160 kg/m ³	154,5 kg/m ³	104,8 kg/m ³
h	777,3 kJ/kg	761 kJ/kg	752,7 kJ/kg	724,5 kJ/kg
Q	0,2361 m ³ /s	0,2687 m ³ /s	0,2783 m ³ /s	0,4103 m ³ /s

Tabella 27 – Grandezze geometriche e cinematiche sezione di uscita: apice e mozzo palare

Profilo palare in corrispondenza della linea esterna	
<i>D_{4,e}</i>	116 mm
<i>β_{4,e}</i>	29°
<i>c_{4,e}</i>	60 m/s
<i>W_{4,e}</i>	109 m/s
<i>u_{4,e}</i>	91,1 m/s
Profilo palare in corrispondenza della linea interna	

$D_{4,i}$	58 mm
$\beta_{4,i}$	48°
$c_{4,i}$	60 m/s
$w_{4,i}$	75,3 m/s
$u_{4,i}$	45,5 m/s

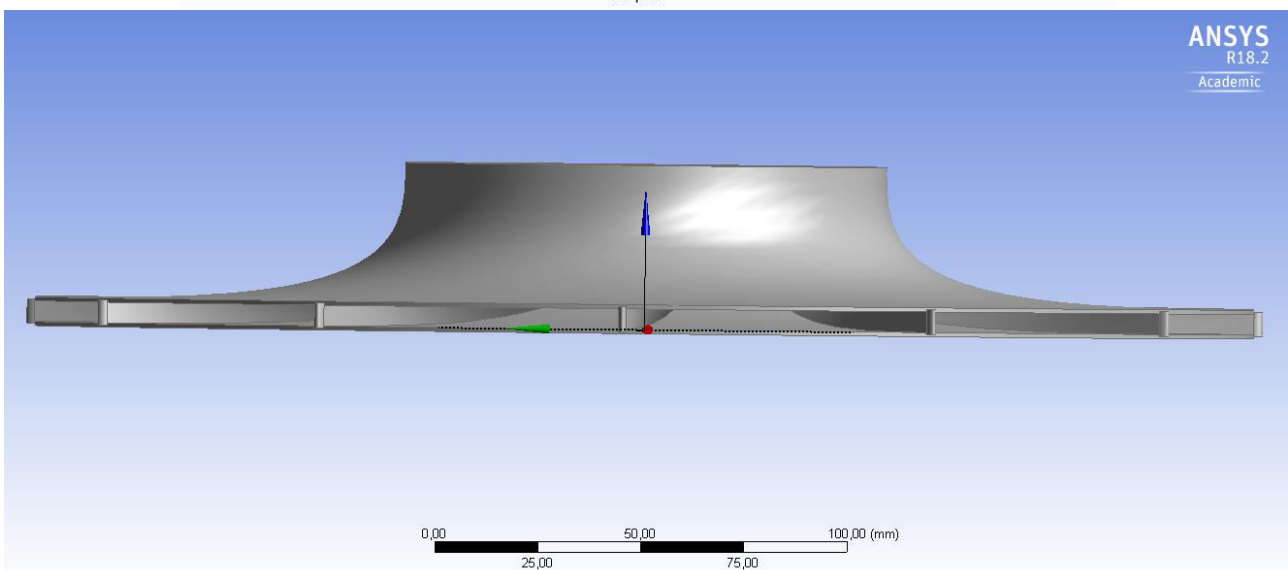
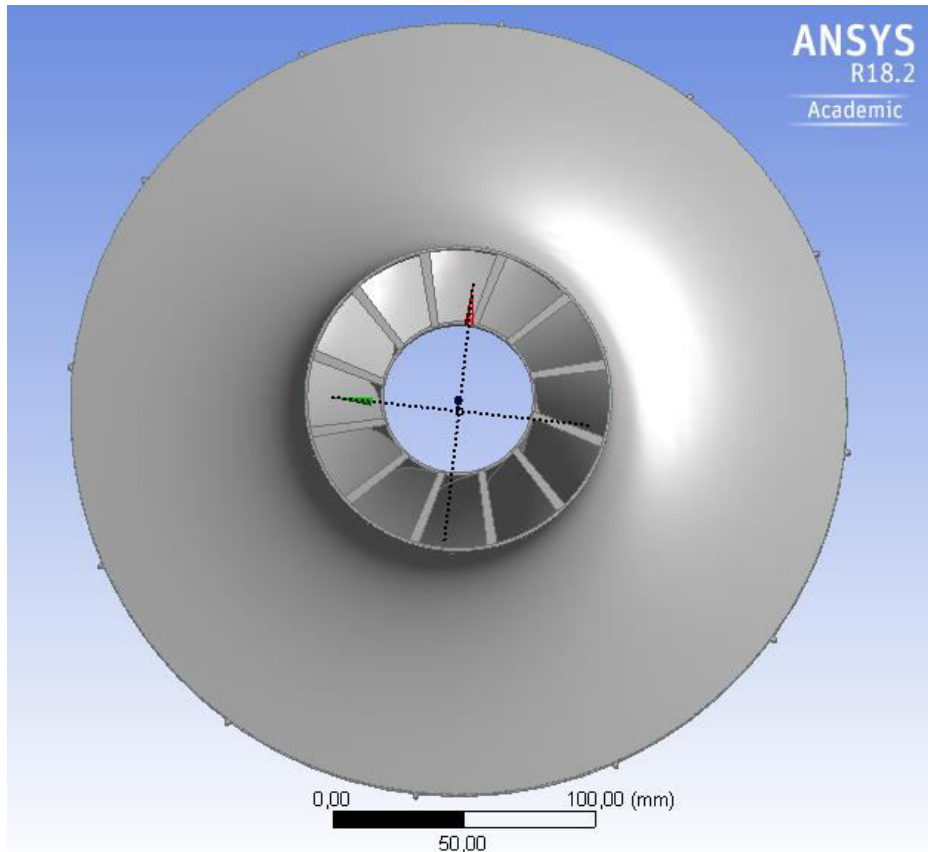


Figura 32 - geometria completa (con controdisco) della girante dell'espansore E2

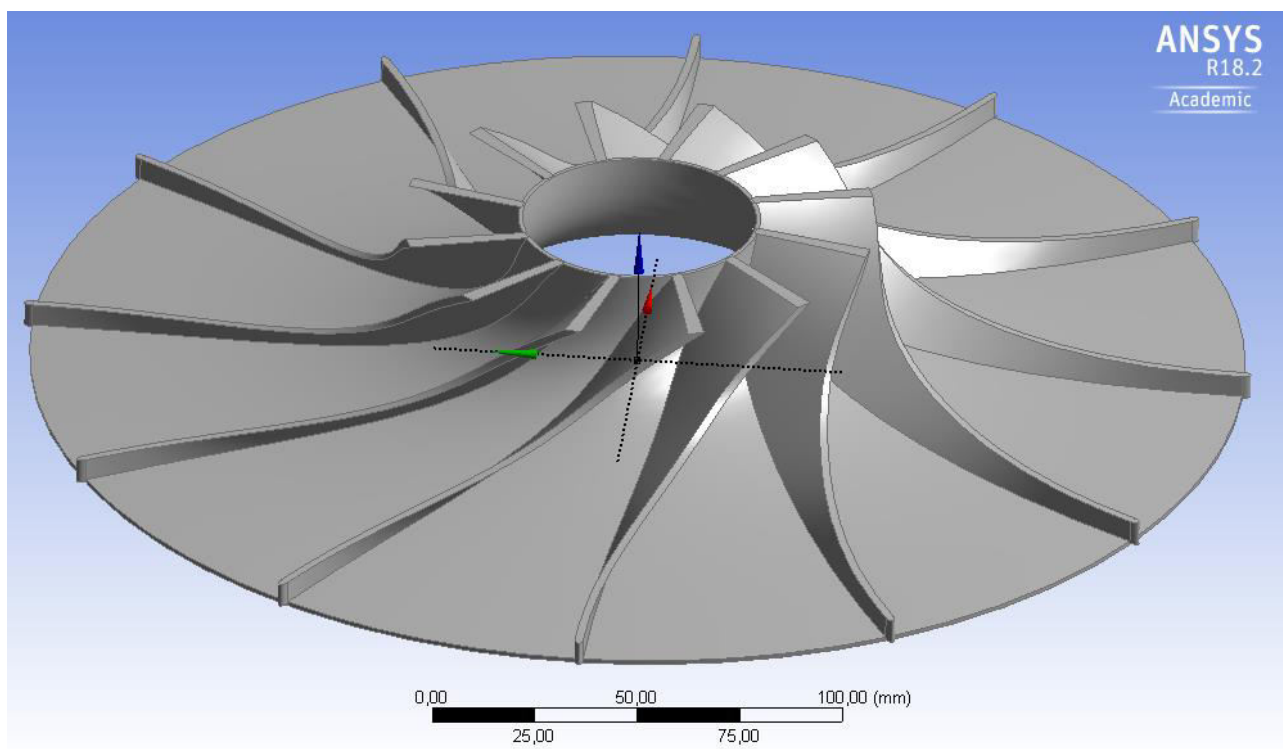


Figura 33 – Dettaglio dei canali della girante dell'espansore 2

5 Conclusioni

Nel presente rapporto tecnico sono presentati i dimensionamenti di due turbo-gruppi: uno per la produzione di potenza elettrica ed un secondo per la compressione della CO₂ supercritica. Partendo dai metodi illustrati nel Rapporto dell'annualità precedente (PAR 2015), per incrementare la flessibilità operativa delle macchine, sono state organizzate configurazioni a doppia linea d'albero. Il compressore o i compressori sono alimentati da un primo espansore di alta pressione. Tali macchine costituiscono un gruppo "free-standing" ad elevato numero di giri. Un secondo espansore (di bassa pressione), connesso fluidodinamicamente con il primo, è calettato su un secondo albero a numero di giri ridotto che può essere collegato tramite riduttore ad un generatore elettrico o ad un altro componente d'impianto.

Nei Capitoli 3 e 4 sono, inoltre, illustrati nel dettaglio i dimensionamenti dei singoli componenti. Laddove sia stato ritenuto opportuno per criticità dal punto di vista fluidodinamico (compressore RC del gruppo di potenza) o laddove si sia voluto verificare l'attendibilità delle correlazioni semi-empiriche per la valutazione di perdite ed effetti legati all'irrotazionalità in macchine radiali con un fluido non convenzionale quale la CO₂ supercritica (espansore E1 e compressore RC del gruppo di potenza), si è proceduto alla verifica del campo fluidodinamico nei canali principali tramite metodi CFD. Le informazioni raccolte, sono state utilizzate per correggere il dimensionamento preliminare di tutti i componenti progettati.

Inoltre, è stato possibile valutare i limiti di scalatura per il turbogruppo di potenza e, in base a quanto evidenziato in fase di progetto, identificare alternative percorribili nell'arrangiamento di impianti di potenza ridotta.

6 Riferimenti bibliografici

Ahn Y., Bae S. J., Kim M., Cho S. K., Baik S., Lee J. I., Cha J.E., "Review of Supercritical Co₂ Power Cycle Technology and Current Status of Research and Development", Nucl Eng Technol 47 (2015) 647-661

Angelino G., "Real gas effects in carbon dioxide cycles", ASME, 1969

Aungier R. "Turbine Aerodynamics: Axial-flow and Radial-flow Turbine Design and Analysis", ASME PRESS, 2006

Brun K., Friedman P., Dennis R., "Fundamental and Applications of Supercritical Carbon Dioxide (S-CO₂) Based Power Cycles", WPE press, 2017

Cheang V.T., Hedderwick R.A., McGregor C., "Benchmarking supercritical carbon dioxide cycles against steam Rankine cycles for Concentrated Solar Power", 2014, Sasol Technology, Sasolburg, South Africa.

Cohen H., Rogers G.F.C., Saravanamutto H.I.H., "Gas Turbine Theory", Pearson

Dixon S.L., Hall C.A., "Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery", Elsevier

Dostal V., Driscoll M.J., Hejzlar P., "A Supercritical Carbon Dioxide Cycle for Next Generation Nuclear Reactors", 2004, MIT, Massachusetts, USA.

Feher E. G., "The Supercritical Thermodynamic Power Cycle", Energy Conversion Vol. 8, pp. 85-90, 1968

Fomin Y.D., Ryzhov V.N., Tsiok E.N., Brazhkin V.V., Trachenko K., "Thermodynamics and Widom lines in supercritical carbon dioxide", November 2014

Giovannelli A., Salvini C., "Tecniche e Metodi per la Progettazione Termo-Fluidodinamica delle Macchine a CO₂ Supercritica", 2016, Report RdS/PAR2015/233

Gong Y., Carstens N.A., Driscoll M.J., Matthews I.A. "Analysis of Radial Compressor Options for Supercritical CO₂ Power Conversion Cycles", 2006, MIT, Massachusetts, USA.

Khadse A., Blanchette L., Mohagheghi M., Kapat J., "Impact of S-CO₂ Properties on Centrifugal Compressor Impeller: Comparison of Two Loss Models for Mean Line Analyses", 5th International Symposium - Supercritical CO₂ Power Cycles, March 2016, San Antonio, Texas

Lee H.J., Kim H., Jang C., "Compatibility of candidate structural materials in high-temperature S-CO₂ environment", Supercritical CO₂ Power Symposium, Pittsburgh (PA), Sept 9-10, 2014.

Lettieri C., Spakovszky Z., Yang D., "An Investigation of Condensation Effects in Supercritical Carbon Dioxide Compressors", 4th International Symposium - Supercritical CO₂ Power Cycles, September 2014, Pittsburgh, Pennsylvania

Ludtke K.H., "Process Centrifugal Compressors: basics, function, operation, design, application", ed. Springer, 2010

Monje B., Savill M., Sanchez D., Sanchez T., "Exploring the Design Space of the S-CO₂ Power Cycle Compressor", 4th International Symposium: Supercritical CO₂ Power Cycles, September, 2014, Pittsburgh, Pennsylvania.

Monje B., Savill M., Sanchez D., Sanchez T., "Design of Supercritical Carbon Dioxide Centrifugal Compressor", 2014

Osnaghi C., "Teoria delle Turbomacchine", Società editrice Esculapio, 2006

Persichilli M. , Kacludis A. , Zdankiewicz, Held T. , "Supercritical CO₂ Power Cycle Developments and Commercialization: Why sCO₂ can Displace Steam", 2012, Echogen Power Systems LLC, Akron, Ohio, USA.

Sanghera S.S., "Centrifugal Compressor Meanline Design Using Real Gas Properties", April 2013

Santini L. , Ricotti M.E., "L'impiego della CO₂ quale fluido di lavoro in cicli di potenza", La Termotecnica, Dicembre 2017

Schuster S., Benra F.K., Brillert D., "Small scale sCO₂ compressor impeller design considering real fluid conditions", The 5th International Symposium - Supercritical CO₂ Power Cycles March 2016, San Antonio, Texas

Sienicky J.J., Moiseyev A., Fuller R. L, Wright S. A., Pickard P. S., "Scale Dependencies of Supercritical Carbon Dioxide Brayton Cycle Technologies and the Optimal Size for a Next-Step Supercritical CO₂ Cycle Demonstration", SCO₂ Power Cycle Symposium May 24-25, 2011 Boulder, Colorado

Velasquez I.G., "Determination of a Suitable Set of Loss Models for Centrifugal Compressor Performance Prediction", Chinese Journal of Aeronautics, 2016

Whitfield A., Baines N.C., "Design of radial turbomachines", ed. Longman Scientific & Technical, 1990

Wright S.A., Radel R.F., Vernon M.E., Rochau G.E., Pickard P.S., "Operation and Analysis of a Supercritical CO₂ Brayton Cycle", Sandia National Laboratories