

Ricerca di Sistema elettrico



Design preliminare delle turbomacchine di un ciclo di potenza integrato con un sistema di accumulo freddo

A. Giovannelli, C. Salvini, G. Cevolani, E.M. Archilei, G. Messina

Design preliminare delle turbomacchine di un ciclo di potenza integrato con un sistema di accumulo freddo

A. Giovannelli, C. Salvini, G. Cevolani, E. M. Archilei (Università degli studi Roma Tre)
G. Messina (ENEA)

Giugno 2024

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dell'Ambiente e della Sicurezza Energetica -ENEA Piano Triennale di Realizzazione 2022-2024

Obiettivo: Decarbonizzazione

Progetto: Tema di ricerca 1.2 – Progetto integrato Tecnologie di accumulo elettrochimico e termico.

Linea di attività: LA 4.9

Responsabile del Progetto: Margherita Moreno, ENEA.

Responsabile del Work Package: Raffaele Liberatore, ENEA.

Responsabile Linea di Attività: A Giovannelli, Università degli studi Roma Tre

Mese inizio previsto: M 13

Mese inizio effettivo: M 13

Mese fine previsto: M 36

Mese fine effettivo: M 36

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione: Si ringrazia per la collaborazione alle attività svolte

Indice

1	Risultati attesi	6
2	Risultati ottenuti	6
3	Prodotti attesi	6
4	Prodotti ottenuti.....	7
5	Analisi degli scostamenti su attività e risultati.....	7
6	Sintesi delle attività svolte	7
7	Dettaglio delle attività svolte.....	8
7.1	Metodologie di progettazione adottate	11
7.2	Risultati finali	12
7.2.1	Compressori Subcritico (SBC) e Transcritico (TRC)	12
7.2.1.1.1	Geometrie preliminari ottimizzate per SBC e TRC	12
7.2.1.1.2	Geometria finale e mappe caratteristiche del compressore subcritico (SBC) 14	
7.2.1.1.3	Geometria finale e mappe caratteristiche del compressore transcritico (TRC) 17	
7.2.2	Compressore Supercritico (SPC).....	20
7.2.2.1.1	Geometrie preliminari ottimizzate per SPC	20
7.2.2.2	Geometria finale e mappe caratteristiche del compressore supercritico (SPC) 21	
7.2.3	Primo stadio di ricompressione (REC1).....	24
7.2.3.1	Geometrie preliminari ottimizzate REC1	24
7.2.3.2	Geometria finale e mappe caratteristiche primo stadio di ricompressione (REC1) 25	
7.2.4	Secondo stadio di ricompressione (REC2).....	28
7.2.4.1	Geometrie di test REC2.....	28
7.2.4.2	Geometria finale e mappe caratteristiche secondo stadio di ricompressione (REC2) 28	
7.2.5	Terzo stadio di ricompressione (REC3).....	31
7.2.5.1	Geometrie preliminari ottimizzate REC3.....	31
7.2.5.2	Geometria finale e mappe caratteristiche terzo stadio di ricompressione (REC3) 32	
7.2.6	Turbina.....	34
7.3	Conclusioni	38
8	Contributo delle eventuali consulenze alle attività sopra descritte.....	39

9	Publicazioni scientifiche.....	39
10	Eventi di disseminazione	39
11	Posizionamento della ricerca rispetto allo stato dell'arte internazionale.....	39

Indice delle figure

Figura 1 Piano interpalare SBC - linea media - NP, PP, HP	15
Figura 2 Piano meridiano SBC - NP, PP, HP	16
Figura 3 Rendering 3D girante SBC (dettagli privi di controdisco)	16
Figura 4 Mappe di funzionamento compressore subcritico (SBC)	17
Figura 5 Piano interpalare TRC - linea media - NP e HP	18
Figura 6 Piano meridiano TRC - NP e HP	19
Figura 7 Rendering 3D girante TRC (dettagli privi di controdisco)	19
Figura 8 Mappe di funzionamento compressore transcritico (TRC).....	20
Figura 9 Piano interpalare SPC - linea media - NP e HP	22
Figura 10 Piano meridiano SPC - NP e HP	22
Figura 11 Rendering 3D girante SPC (dettagli privi di controdisco)	23
Figura 12 Mappe di funzionamento compressore supercritico (SPC).....	24
Figura 13 Piano interpalare REC1 - linea media - NP, PP, HP	25
Figura 14 Piano meridiano REC1 - NP, PP, HP	26
Figura 15 Rendering 3D girante REC1 (dettagli privi di controdisco).....	26
Figura 16 Mappe di funzionamento primo stadio di ricomprensione (REC1).....	27
Figura 17 Piano interpalare REC2 - linea media - NP, PP, HP	29
Figura 18 Piano meridiano REC2 - NP, PP, HP	29
Figura 19 Rendering 3D girante REC2 (dettagli privi di controdisco).....	29
Figura 20 Mappe di funzionamento secondo stadio di ricomprensione (REC2).....	30
Figura 21 Piano interpalare REC3 - linea media - NP, PP, HP	32
Figura 22 Piano meridiano REC3 - NP, PP, HP	33
Figura 23 Rendering 3D girante del III stadio di ricomprensione (REC3) (dettagli privi di controdisco).....	33
Figura 24 Mappe di funzionamento terzo stadio di ricomprensione (REC3)	34
Figura 25 Rendering 3D della turbina di potenza	36
Figura 26 Piano interpalare al 20% dell'altezza pala: linee iso-Mach	36
Figura 27 Piano interpalare al 50% dell'altezza pala - linee iso-Mach.....	37
Figura 28 Piano interpalare all'80% dell'altezza pala - linee iso-Mach	37
Figura 29 Rapporto di espansione al variare della portata massica corretta	38
Figura 30 Potenza adimensionale al variare della portata massica corretta	38
Figura 31 Progetto STEP (USA): Schema di principio dell'impianto a CO2 supercritica per applicazioni solari	40

Figura 32 Schema di principio brevettato da Energy Dome Srl, 2019 e trasformazioni per le fasi di accumulo e decumulo riportati su diagramma T-S 41

Indice delle tabelle

Tabella 1 Specifiche Macchine dell'Impianto di Riferimento	8
Tabella 2 Geometrie preliminari ottimizzate per compressore subcritico (SBC).....	13
Tabella 3 Geometrie preliminari ottimizzate per compressore transcritico (TRC).....	14
Tabella 4 Specifiche finali per il compressore subcritico (SBC)	14
Tabella 5 Parametri geometrici caratteristici geometria SBC ottimizzata.....	15
Tabella 6 Specifiche finali per il compressore transcritico (TRC)	17
Tabella 7 Parametri geometrici caratteristici geometria TRC ottimizzata	18
Tabella 8 Geometrie di test compressore supercritico (SPC).....	21
Tabella 9 Specifiche compressore superscritico (SPC)	21
Tabella 10 Parametri geometrici caratteristici geometria SPC ottimizzata	21
Tabella 11 Geometrie di dimensionamento preliminare ottimizzato per il primo stadio di ricompressione (REC1)	24
Tabella 12 Specifiche primo stadio di ricompressione (REC1).....	25
Tabella 13 Parametri geometrici caratteristici geometria REC1 ottimizzata	25
Tabella 14 Geometrie di dimensionamento preliminare ottimizzato per il secondo stadio di ricompressione (REC2).....	28
Tabella 15 Specifiche definitive per il secondo stadio di ricompressione (REC2)	28
Tabella 16 Parametri geometrici caratteristici configurazione definitiva del II stadio del ricompressore (REC2)	28
Tabella 17 Geometrie provenienti dal dimensionamento preliminare ottimizzato del terzo stadio di ricompressione (REC3).....	31
Tabella 18 Specifiche definitive per terzo stadio di ricompressione (REC3).....	32
Tabella 19 Parametri geometrici caratteristici per la geometria definitiva del III stadio di ricompressione (REC3).....	32
Tabella 20 Specifiche definitive per la turbina	34
Tabella 21 Dettagli relativi al dimensionamento della turbina (*angoli riferiti alla direzione assiale di efflusso)	35

1 Risultati attesi

Al termine della LA 4.9 erano attesi i seguenti risultati:

- geometria tridimensionale delle palettature di tutte le turbomacchine, dimensionamento meccanico di base, momento di inerzia polare e curve caratteristiche delle turbomacchine identificate per l'implementazione del ciclo termodinamico definito nella WP4-L3;
- curve caratteristiche delle suddette turbomacchine da trasmettere al gruppo di ricerca ENEA affinché fossero incluse negli strumenti di calcolo già predisposti per la definizione dell'inviluppo operativo e il calcolo della performance del ciclo termodinamico di riferimento.

2 Risultati ottenuti

I risultati attesi sono stati pienamente raggiunti. In particolare, in base alle specifiche di impianto fornite da ENEA sono state progettate e analizzate tutte le macchine richieste. La progettazione ha riguardato le palettature rotoriche e (ove presenti) quelle statoriche e ha rispettato, per ogni macchina, tutti i vincoli di buon progetto sia dal punto di vista termo-fluidodinamico che meccanico. Tutte le macchine soddisfano le specifiche di progetto e le curve caratteristiche provenienti dall'analisi del funzionamento di tali macchine al variare del numero di giri e, ove necessario, del grado di apertura della VIGV (Variable Inlet Guide Vane) sono state trasferite al gruppo di ricerca ENEA affinché fossero incluse negli strumenti di calcolo messi a punto per la valutazione delle performance dell'impianto di riferimento e per la valutazione delle sue modalità operative.

Rispetto a quanto da capitolato, le attività di ricerca svolte nell'ambito della LA 4.9 si sono spinte oltre, applicando un software (Argo®) sviluppato dal gruppo di Macchine a Fluido e Sistemi per l'Energia in altro contesto di ricerca. Tale applicazione ha consentito, per ogni macchina, la generazione di numerose configurazioni ottimizzate in base alle prestazioni attese in condizioni nominali, di picco e ai carichi parziali richieste con le specifiche di impianto fornite da ENEA. Tutte le configurazioni ottimizzate sono state verificate tramite metodi di simulazione numerica CFD (Computational Fluid Dynamic) tridimensionale. Sulla base dei risultati ottenuti si è provveduto, per ogni macchina, alla selezione della migliore configurazione in termini di prestazioni, flessibilità operativa e semplicità di integrazione e controllo all'interno dell'intero impianto di riferimento.

In termini di potenziali benefici per il sistema elettrico nazionale, si sottolinea che l'attività svolta è stata di fondamentale importanza per consentire la messa a punto e la verifica di un ciclo di potenza a CO₂ supercritica che presenti grande flessibilità di esercizio e contemporaneamente buone prestazioni in svariate condizioni operative. Ciò è dovuto principalmente al fatto che è il comportamento delle turbomacchine a limitare la flessibilità dell'intero impianto. Pertanto, le attività congiunte ENEA - UniRM3-DIEM complessivamente hanno fornito una ottima risposta a tali aspetti di fondamentale importanza.

3 Prodotti attesi

-Deliverable contenente la geometria tridimensionale delle palettature delle macchine ottimizzate, selezionate per l'impianto di riferimento del WP4-LA3.

- Trasmissione delle curve caratteristiche delle macchine al gruppo di ricerca ENEA per la definizione dell'inviluppo operativo e il calcolo delle performance del ciclo termodinamico di riferimento.

4 Prodotti ottenuti

-Deliverable contenente la geometria tridimensionale delle palettature delle macchine ottimizzate, selezionate per l'impianto di riferimento del WP4-L3.

- Trasmissione delle curve caratteristiche delle macchine al gruppo di ricerca ENEA per la definizione dell'inviluppo operativo e il calcolo delle performance del ciclo termodinamico di riferimento.

5 Analisi degli scostamenti su attività e risultati

Non si evidenziano scostamenti di carattere economico rispetto a quanto preventivato.

Dal punto di vista tecnico, invece, si evidenzia che, in aggiunta alle attività riportate nel capitolato, il gruppo di ricerca ha ritenuto opportuno effettuare anche un'attività di ottimizzazione della progettazione preliminare di tutte le turbomacchine. Tale attività è stata svolta partendo da diverse configurazioni rispondenti ai medesimi criteri di ottimizzazione delle prestazioni (ottimi locali) e ai medesimi vincoli termo-fluidodinamici e meccanici. Sono state verificate le prestazioni per i punti di funzionamento fuori progetto richiesti dalle specifiche di impianto e, sulla base delle evidenze numeriche, per ogni macchina è stata selezionata la configurazione migliore.

6 Sintesi delle attività svolte

L'attività LA4.9 procede in sostanziale continuità con il precedente piano triennale, conclusosi con il dimensionamento delle macchine per un ciclo di potenza a CO₂ integrato con pompa di calore. Mentre l'espansore ha raggiunto un livello di sviluppo compatibile con le specifiche del ciclo termodinamico, i compressori hanno evidenziato importanti criticità. Pertanto, la LA4.9 ha previsto il design preliminare delle turbomacchine per il ciclo termodinamico definito nella WP4-LA3, tenendo in considerazione le conclusioni e i risultati raggiunti nel precedente piano triennale. ENEA ha fornito le condizioni operative delle macchine per diversi assetti operativi dell'impianto (nominale, di picco e di accumulo). Sulla base di tali informazioni, si è proceduto ad effettuare dimensionamenti ottimizzati delle macchine rispondenti alle specifiche fornite. Data la pluralità di soluzioni ottenute, sono state effettuate puntuali verifiche prestazionali utilizzando metodi CFD-3D. Sulla base di tali verifiche e delle numerose interazioni intercorse con il gruppo di ricerca ENEA responsabile della messa a punto dell'impianto di potenza, per ogni turbomacchina sono state selezionate le migliori configurazioni dal punto di vista prestazionale, ma soprattutto di flessibilità di impiego e caratterizzate esplorando l'intero campo di funzionamento.

7 Dettaglio delle attività svolte

Il nuovo schema impiantistico, proposto da ENEA, prevede l'introduzione di un compressore subcritico e di un treno di ricompressione composto da due stadi, oltre alla suddivisione del compressore transcritico in due stadi interrefrigerati. Sono presenti, inoltre, compressore supercritico e turbina di potenza già contemplati dalla configurazione del precedente PTR, seppur a condizioni termodinamiche e fluidodinamiche leggermente differenti. La valutazione delle prestazioni di tali turbomacchine risulta di cruciale importanza per valutare la complessiva efficienza e flessibilità dell'intero impianto. Nel contempo, sono di elevata complessità progettuale, poiché operano in condizioni significativamente differenti rispetto alle turbomacchine industriali disponibili in commercio.

Le principali criticità di alcune di queste macchine riguardano: i) una variabilità della portata massica di esercizio significativamente maggiore di quella richiesta alle macchine convenzionali; ii) la necessità di garantire un funzionamento stabile in corrispondenza della regione pseudo-critica del fluido di lavoro; iii) la progettazione di un treno di ricompressione bi-stadio operante a pressioni e temperature medio-alte, con rapporti di compressione tipici di condizioni transoniche-supersoniche.

Di seguito vengono riportate le condizioni al contorno imposte dall'impianto alle macchine in assetto operativo nominale (NP), di picco (PP) e di accumulo (HP) in base a quanto trasmesso da ENEA. Le tabelle seguenti illustrano le condizioni termodinamiche e le portate massiche nelle principali sezioni dell'impianto (ingresso e uscita delle macchine), risultanti dall'analisi preliminare condotta da ENEA.

Tabella 1 Specifiche Macchine dell'Impianto di Riferimento

SUBCRITICAL COMPRESSOR (SBC)																			
punto di funzionamento	temperatura [°C]	pressione [bar]	densità [kg/m ³]	entalpia [kJ/kg]	entropia [kJ/kg K]	temperatura [°C]	pressione [bar]	densità [kg/m ³]	entalpia [kJ/kg]	entropia [kJ/kg K]	efficienza	temperatura [°C]	pressione [bar]	densità [kg/m ³]	entalpia [kJ/kg]	entropia [kJ/kg K]	lavoro [kJ/kg]	portata [kg/s]	potenza [kW]
	T ₁	p ₁	ρ ₁	h ₁	s ₁	T _{2s}	p _{2s}	ρ _{2s}	h _{2s}	s _{2s}	η	T ₂	p ₂	ρ ₂	h ₂	s ₂	h ₂₋₁	m	P
NP	35.0	28.8	57.6	487.2	2.1	69.0	44.7	81.5	510.2	2.1	0.82	74.1	44.7	79.4	516.1	2.1	28.9	167.6	4846.4
PP	35.0	28.8	57.6	487.2	2.1	69.0	44.7	81.5	510.2	2.1	0.82	74.1	44.7	79.4	516.1	2.1	28.9	148.6	4294.7
ML	31.5	28.8	58.8	483.3	2.1	59.9	41.7	78.7	502.2	2.1	0.71	67.3	41.7	75.8	510.8	2.1	27.5	445.1	12223.2

TRANSCRITICAL 1 COMPRESSOR (TRC1)																				
punto di funzionamento	temperatura [°C]	pressione [bar]	densità [kg/m ³]	entalpia [kJ/kg]	entropia [kJ/kg K]	temperatura [°C]	pressione [bar]	densità [kg/m ³]	entalpia [kJ/kg]	entropia [kJ/kg K]	efficienza	temperatura [°C]	pressione [bar]	densità [kg/m ³]	entalpia [kJ/kg]	entropia [kJ/kg K]	lavoro [kJ/kg]	portata [kg/s]	potenza [kW]	
	T ₁	p ₁	ρ ₁	h ₁	s ₁	T _{2s}	p _{2s}	ρ _{2s}	h _{2s}	s _{2s}	η	T ₂	p ₂	ρ ₂	h ₂	s ₂	h ₂₋₁	m	P	
NP	35.0	43.8	97.7	468.7	1.9	66.0	64.7	132.5	486.9	1.9	0.78	70.9	64.7	128.2	493.8	2.0	25.1	167.6	4204.3	
PP	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/
ML	35.0	40.9	89.2	472.6	2.0	60.6	56.6	115.1	488.0	2.0	0.69	66.7	56.6	110.7	496.1	2.0	23.5	445.1	10469.4	

TRANSCRITICAL 2 COMPRESSOR (TRC2)																				
punto di funzionamento	temperatura [°C]	pressione [bar]	densità [kg/m ³]	entalpia [kJ/kg]	entropia [kJ/kg K]	temperatura [°C]	pressione [bar]	densità [kg/m ³]	entalpia [kJ/kg]	entropia [kJ/kg K]	efficienza	temperatura [°C]	pressione [bar]	densità [kg/m ³]	entalpia [kJ/kg]	entropia [kJ/kg K]	lavoro [kJ/kg]	portata [kg/s]	potenza [kW]	
	T ₁	p ₁	ρ ₁	h ₁	s ₁	T _{2s}	p _{2s}	ρ _{2s}	h _{2s}	s _{2s}	η	T ₂	p ₂	ρ ₂	h ₂	s ₂	h ₂₋₁	m	P	
NP	35.0	63.4	176.2	434.8	1.8	65.4	93.6	234.6	449.6	1.8	0.81	68.4	93.6	226.1	455.9	1.8	21.1	167.6	3530.4	
PP	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/
ML	35.0	55.5	138.9	450.5	1.9	60.6	76.6	177.7	463.9	1.9	0.74	64.4	76.6	171.2	470.6	1.9	20.1	445.1	8951.5	

SUPERCRITICAL COMPRESSOR (SPC)																				
punto di funzionamento	temperatura [°C]	pressione [bar]	densità [kg/m ³]	entalpia [kJ/kg]	entropia [kJ/kg K]	temperatura [°C]	pressione [bar]	densità [kg/m ³]	entalpia [kJ/kg]	entropia [kJ/kg K]	efficienza	temperatura [°C]	pressione [bar]	densità [kg/m ³]	entalpia [kJ/kg]	entropia [kJ/kg K]	lavoro [kJ/kg]	portata [kg/s]	potenza [kW]	
	T ₁	p ₁	ρ ₁	h ₁	s ₁	T _{2s}	p _{2s}	ρ _{2s}	h _{2s}	s _{2s}	η	T ₂	p ₂	ρ ₂	h ₂	s ₂	h ₂₋₁	m	P	
NP	35.0	91.8	673.9	296.8	1.3	53.4	190.2	750.1	310.5	1.3	0.81	59.8	190.2	708.6	326.7	1.4	29.9	167.6	5014.0	
PP	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/
ML	35.0	75.1	274.3	397.2	1.6	87.2	161.7	429.1	421.6	1.6	0.82	90.9	161.7	409.5	431.0	1.7	33.8	133.5	4507.8	

RECOMPRESSOR 1 (REC1)																			
punto di funzionamento	temperatura [°C]	pressione [bar]	densità [kg/m ³]	entalpia [kJ/kg]	entropia [kJ/kg K]	temperatura [°C]	pressione [bar]	densità [kg/m ³]	entalpia [kJ/kg]	entropia [kJ/kg K]	efficienza	temperatura [°C]	pressione [bar]	densità [kg/m ³]	entalpia [kJ/kg]	entropia [kJ/kg K]	lavoro [kJ/kg]	portata [kg/s]	potenza [kW]
	T ₁	p ₁	ρ ₁	h ₁	s ₁	T _{2s}	p _{2s}	ρ _{2s}	h _{2s}	s _{2s}	η	T ₂	p ₂	ρ ₂	h ₂	s ₂	h ₂₋₁	m	P
NP	69.8	29.4	50.2	523.9	2.2	166.3	89.1	120.2	597.0	2.2	0.81	182.4	89.1	113.9	615.9	2.2	92.0	95.3	8764.2
PP	58.4	29.4	52.7	511.9	2.1	157.7	93.1	130.3	584.8	2.1	0.84	171.1	93.1	124.2	600.8	2.2	88.9	107.5	9560.7
ML	139.3	29.4	39.6	595.3	2.4	231.0	78.1	86.2	675.4	2.4	0.74	256.7	78.1	81.1	704.3	2.4	109.0	89.1	9712.8

RECOMPRESSOR 2 (REC2)																			
punto di funzionamento	temperatura [°C]	pressione [bar]	densità [kg/m ³]	entalpia [kJ/kg]	entropia [kJ/kg K]	temperatura [°C]	pressione [bar]	densità [kg/m ³]	entalpia [kJ/kg]	entropia [kJ/kg K]	efficienza	temperatura [°C]	pressione [bar]	densità [kg/m ³]	entalpia [kJ/kg]	entropia [kJ/kg K]	lavoro [kJ/kg]	portata [kg/s]	potenza [kW]
	T ₁	p ₁	ρ ₁	h ₁	s ₁	T _{2s}	p _{2s}	ρ _{2s}	h _{2s}	s _{2s}	η	T ₂	p ₂	ρ ₂	h ₂	s ₂	h ₂₋₁	m	P
NP	182.4	89.1	113.9	615.9	2.2	259.0	186.4	198.5	679.0	2.2	0.81	270.7	186.4	192.4	693.7	2.2	77.8	95.3	7415.2
PP	171.1	93.1	124.2	600.9	2.2	249.2	199.0	218.3	663.5	2.2	0.82	260.0	199.0	211.7	677.4	2.2	76.5	107.5	8225.3
ML	256.7	78.1	81.1	704.3	2.4	335.1	158.5	140.7	778.0	2.4	0.79	351.9	158.5	136.0	798.2	2.5	93.9	89.1	8367.3

EXPANDER																			
punto di funzionamento	temperatura [°C]	pressione [bar]	densità [kg/m ³]	entalpia [kJ/kg]	entropia [kJ/kg K]	temperatura [°C]	pressione [bar]	densità [kg/m ³]	entalpia [kJ/kg]	entropia [kJ/kg K]	efficienza	temperatura [°C]	pressione [bar]	densità [kg/m ³]	entalpia [kJ/kg]	entropia [kJ/kg K]	lavoro [kJ/kg]	portata [kg/s]	potenza [kW]
	T ₁	p ₁	ρ ₁	h ₁	s ₁	T _{2s}	p _{2s}	ρ _{2s}	h _{2s}	s _{2s}	η	T ₂	p ₂	ρ ₂	h ₂	s ₂	h ₂₋₁	m	P
NP	500.0	182.7	122.1	974.8	2.7	286.0	30.0	28.7	749.2	2.7	0.92	301.9	30.0	27.9	766.4	2.7	-208.4	262.9	-54793.6
PP	500.0	182.7	122.1	974.8	2.7	286.0	30.0	28.7	749.2	2.7	0.92	301.9	30.0	27.9	766.4	2.7	-208.4	256.0	-53355.5
ML	500.0	155.3	104.3	977.3	2.7	304.1	30.0	27.8	768.8	2.7	0.92	318.5	30.0	27.1	784.5	2.7	-192.8	222.8	-42948.1

NP – Il compressore subcritico e i due stadi transcritici elaborano il 37,7% (167 kg/s) della loro portata massica massima. Il compressore supercritico e l'espansore elaborano il 100% della portata massica nominale, pari rispettivamente a 167 kg/s e 263 kg/s. Il treno di ricompressione elabora una portata intermedia di 95 kg/s. La controcompressione allo scarico dell'espansore è pari a 30 bar.

PP – Il compressore subcritico e l'espansore elaborano una portata massica pari rispettivamente a 149 kg/s e 256 kg/s. Il treno di ricompressione elabora la portata nominale di 107 kg/s. La controcompressione allo scarico dell'espansore è pari a 30 bar.

HP – Il compressore subcritico e i due stadi transcritici elaborano 445 kg/s (100% della portata), mentre il compressore supercritico elabora una portata di 133 kg/s (80% della portata nominale). Il treno di ricompressione elabora la portata nominale di 89 kg/s e l'espansore 222 kg/s.

A partire da tali specifiche, sono stati effettuati i dimensionamenti preliminari ottimizzati delle macchine operatrici in questione. In particolare, nel Capitolo successivo sono riportate le metodologie utilizzate per i dimensionamenti 1D/quasi-2D e i modelli selezionati o implementati nel software commerciale ANSYS-CFX per l'analisi termo-fluidodinamica numerica tridimensionale. Data la mole dei risultati ottenuti per i numerosi dimensionamenti ottimizzati e le successive verifiche, nel capitolo 7.2 si è deciso di riportare unicamente i principali risultati per la geometria definitiva di ogni macchina.

7.1 Metodologie di progettazione adottate

La procedura di dimensionamento preliminare è stata affrontata tramite il software ARGO[®], sviluppato dal co-beneficiario al di fuori del PTR22-24 per la progettazione ottimizzata di compressori centrifughi operanti con CO₂. Sono stati utilizzati algoritmi dedicati per risolvere l'equazione di stato di Span e Wagner, la medesima implementata all'interno del software per le proprietà termodinamiche dei fluidi del NIST REFPROP[®] (lo standard a livello mondiale), per implementare correlazioni per la stima delle perdite e dello *slip factor* appropriate per macchine a CO₂, nonché per tener conto dei principali vincoli progettuali di tipo termo-fluidodinamico e meccanico. Il software ha consentito la progettazione di girante e diffusore, quest'ultimo liscio o Vaned Island Diffuser (VID), e l'analisi del campo di moto considerando l'eventuale presenza di Variable Inlet Guide Vanes (VIGVs).

Il software consente di determinare i parametri geometrici caratteristici della macchina sulla base della minimizzazione delle perdite interne e del numero di Mach relativo all'apice palare in ingresso e alla massimizzazione dello *slip factor* e dell'effetto diffusivo. ARGO[®] integra una metodologia che parte da un'analisi 0D per valutazioni preliminari (es. stima globale delle prestazioni del compressore), passa ad un'analisi 1D per il dimensionamento alla linea media del canale e utilizza un approccio quasi-2D per migliorare la precisione nella distribuzione radiale del flusso su tre differenti *layers* (mozzo, linea media e apice) migliorando la previsione della distribuzione non uniforme delle velocità e delle pressioni lungo l'altezza palare. Il software è stato, poi, calibrato per la presente applicazione tramite i risultati CFD tridimensionali ottenuti per un numero elevato di compressori centrifughi a CO₂ sviluppati in passato dall'unità di ricerca, consentendo di ottenere previsioni accurate (tipicamente con un margine di scostamento inferiore al 10% rispetto alle analisi di dettaglio CFD-3D) sulle nuove geometrie richieste nella presente LA.

ARGO[®] ha consentito il dimensionamento ottimizzato di una serie di design per ciascun compressore centrifugo, comprensivi di girante e di diffusore liscio. La stima delle prestazioni delle singole macchine è stata effettuata considerando le principali perdite interne (per incidenza, per attrito e per carico aerodinamico) e le perdite volumetriche, attrito ventilante e di ricircolo. Tutte le giranti dei compressori presentano un controdisco per limitare le perdite per gioco ad apice palare. Nel programma di dimensionamento preliminare sono stati inclusi vincoli progettuali di tipo meccanico di rilevanza per tali macchine (massimo momento torcente all'albero, minimo spessore palare) e la valutazione del momento di inerzia polare.

Le geometrie più promettenti sono state verificate tramite analisi CFD tridimensionali. Le analisi sono state condotte utilizzando metodologie e modelli consolidati già applicati nel precedente piano triennale [1].

7.2 Risultati finali

Nel corso della progettazione delle turbomacchine richieste da ENEA, sono state necessarie numerose iterazioni con l'attività di progettazione dell'impianto di riferimento. Rispetto alla configurazione iniziale, il compressore transcritico è stato portato da una configurazione originaria in due stadi interrefrigerati a un'unica unità (TRC). Per il treno di ricompressione, si è reso necessario l'inserimento di un ulteriore stadio. La configurazione iniziale a due stadi determinava, infatti, rapporti di compressione per singolo stadio eccessivamente elevati, con il conseguente raggiungimento di condizioni di flusso supersonico e, pertanto, una penalizzazione dell'efficienza aerodinamica e un aumento del rischio di instabilità operativa. L'aggiunta di un terzo stadio ha permesso di migliorare la fluidodinamica dei canali primari, garantendo un funzionamento stabile su tutto il range operativo previsto.

Per ciascuna turbomacchina è riportato, di seguito, un breve paragrafo descrittivo, seguito da una tabella contenente i principali risultati ottenuti tramite ARGO® validati mediante simulazioni CFD in ANSYS CFX® e successivamente confrontati per la determinazione del miglior risultato.

7.2.1 Compressori Subcritico (SBC) e Transcritico (TRC)

I compressori Subcritico (SBC) e Transcritico (TRC) sono caratterizzati da una variabilità di portata massica fino al 170% di quella minima, per cui si è simulata la presenza di una VIGV all'ingresso della girante. Il dimensionamento dei compressori è stato impostato su ARGO® rispetto alla condizione di massima portata, corrispondente a 445 kg/s in HP, e con VIGV completamente aperto (corrispondente a 0°).

La possibilità di regolazione tramite VIGV è risultata fondamentale, ma non sufficiente, al fine di poter soddisfare le due condizioni di funzionamento estremali richieste (NP e HP). È stato possibile, infatti, raggiungere una condizione di funzionamento stabile fino a circa la metà della portata massica di *design* (impostata vicino a quella massima), con regolazione dell'angolo di calettamento del VIGV fino a 60°, per l'SBC, e 50°, per il TRC, mantenendo il numero di giri di progetto. Per consentire il funzionamento stabile delle macchine fino a 167 kg/s è stato necessario ridurre il numero di giri del 30%, mantenendo gli statori alla massima chiusura.

Come si evince dalla figura che riporta l'andamento del Mach relativo nel piano meridiano e interpolare al 50% dell'altezza pala, si nota un efflusso regolare, senza notevoli distacchi, ad eccezione di una più accentuata zona di "ristagno/ricircolo al mozzo" per la condizione di minima portata.

7.2.1.1 Geometrie preliminari ottimizzate per SBC e TRC

La seguente tabella riporta alcune delle geometrie ottenute dal dimensionamento ottimizzato 1D-2D (ottimizzazioni locali) tramite Argo®, verificate tramite analisi CFD, tra le quali è stata selezionata la definitiva. Le principali problematiche riscontrate in condizioni di fuori progetto includono instabilità dovute soprattutto a i) perdite significative dovute ai flussi secondari, originate dalla separazione della corrente fluida all'apice palare; ii) altezze eccessive delle pale

in ingresso alla girante, che avrebbero compromesso la corretta incidenza nella condizione di massima chiusura del VIGV; iii) rischio di stallo ai carichi parziali con conseguente riduzione dell'efficienza complessiva del compressore.

Tabella 2 Geometrie preliminari ottimizzate per compressore subcritico (SBC)

Raggio ingresso girante (mozzo)	Raggio ingresso girante (apice)	Raggio uscita girante	Raggio uscita statore	Altezza pala uscita girante	Numero di giri di progetto	Numero di pale girante
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[rpm]	[-]
70	184	302	352	50	7000	25
45	151	274	304	30	9000	25
70	171	275	385	40	8000	20
130	203	293	380	30	9000	20
110	190	281	365	33	9000	20
90	173	272	355	28	8500	20
80	174	257	318	40	9000	18
60	166	247	310	55	8000	18
60	166	232	287	55	9000	18

Tabella 3 Geometrie preliminari ottimizzate per compressore transcritico (TRC)

Raggio ingresso girante (mozzo)	Raggio ingresso girante (apice)	Raggio uscita girante	Raggio uscita statore	Altezza pala uscita girante	Numero di giri di progetto	Numero di pale girante
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[rpm]	[-]
80	169	259	304	45	9000	25
60	150	310	350	25	9000	20
80	182	348	398	50	5000	25
60	115	276	296	20	7000	25
110	145	287	307	20	7000	25
70	140	240	270	30	11500	20
70	140	232	262	30	13000	20

7.2.1.1.1 Geometria finale e mappe caratteristiche del compressore subcritico (SBC)

Tabella 4 Specifiche finali per il compressore subcritico (SBC)

SUBCRITICAL COMPRESSOR (SBC)																			
punto di funzionamento	temperatura [°C]	pressione [bar]	densità [kg/m ³]	entalpia [kJ/kg]	entropia [kJ/kg K]	temperatura [°C]	pressione [bar]	densità [kg/m ³]	entalpia [kJ/kg]	entropia [kJ/kg K]	efficienza	temperatura [°C]	pressione [bar]	densità [kg/m ³]	entalpia [kJ/kg]	entropia [kJ/kg K]	lavoro [kJ/kg]	portata [kg/s]	potenza [kW]
	T ₁	p ₁	ρ ₁	h ₁	s ₁	T _{2s}	p _{2s}	ρ _{2s}	h _{2s}	s _{2s}	η	T ₂	p ₂	ρ ₂	h ₂	s ₂	h ₂₋₁	m	P
NP	35.0	28.8	57.6	487.2	2.1	69.0	44.7	81.5	510.2	2.1	0.82	74.1	44.7	79.4	516.1	2.1	28.9	167.6	4846.4
PP	35.0	28.8	57.6	487.2	2.1	69.0	44.7	81.5	510.2	2.1	0.82	74.1	44.7	79.4	516.1	2.1	28.9	148.6	4294.7
ML	31.5	28.8	58.8	483.3	2.1	59.9	41.7	78.7	502.2	2.1	0.71	67.3	41.7	75.8	510.8	2.1	27.5	445.1	12223.2

Tabella 5 Parametri geometrici caratteristici geometria SBC ottimizzata

Raggio ingresso girante (mozzo)	Raggio ingresso girante (apice)	Raggio uscita girante	Raggio uscita statore	Altezza pala uscita girante	Numero di giri di progetto	Numero di pale girante
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[rpm]	[-]
130	203	275	352	30	9000	20

$$\text{NP} \rightarrow m = 167 \frac{\text{kg}}{\text{s}}; N = 6424 \text{ rpm}; \alpha_1 = 60^\circ$$

$$\text{PP} \rightarrow m = 150 \frac{\text{kg}}{\text{s}}; N = 6424 \text{ rpm}; \alpha_1 = 60^\circ$$

$$\text{HP} \rightarrow m = 445 \frac{\text{kg}}{\text{s}}; N = 9000 \text{ rpm}; \alpha_1 = 0^\circ$$

Indicando con m portata massica elaborata, N numero di giri di progetto e α_1 angolo di apertura della VIGV riferito alla direzione della velocità periferica.

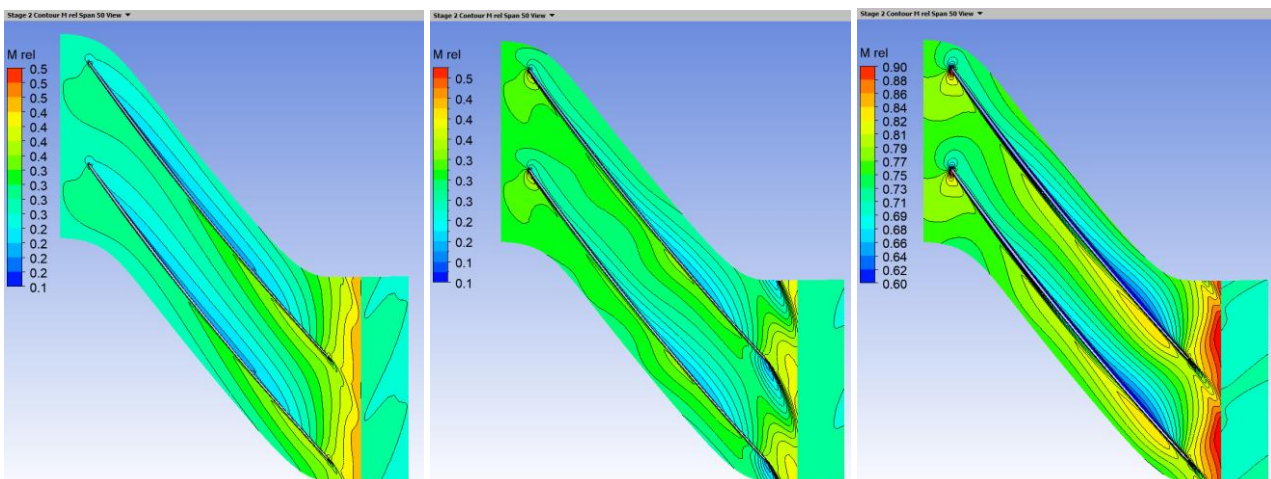


Figura 1 Piano interpalare SBC - linea media - NP, PP, HP

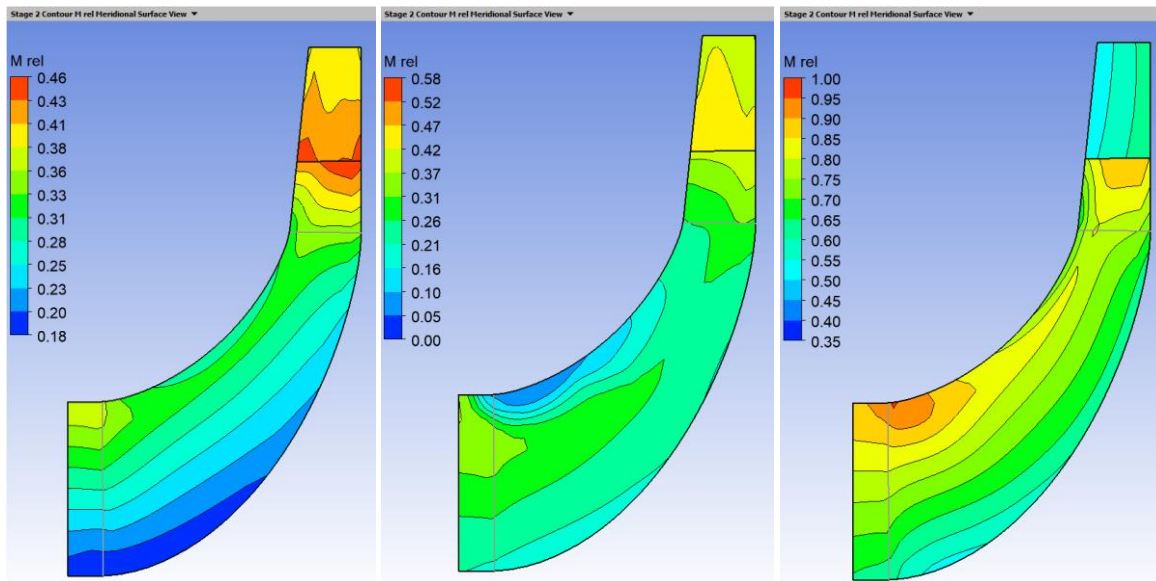


Figura 2 Piano meridiano SBC - NP, PP, HP

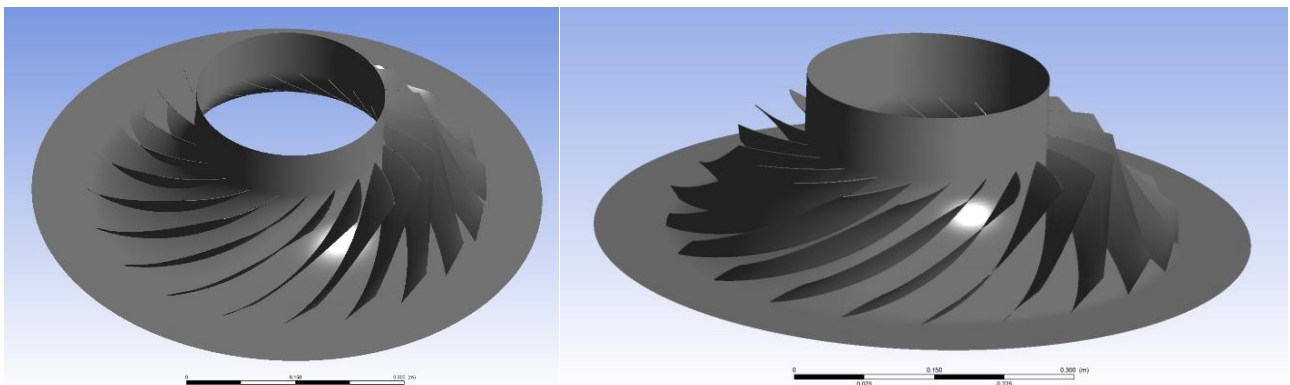
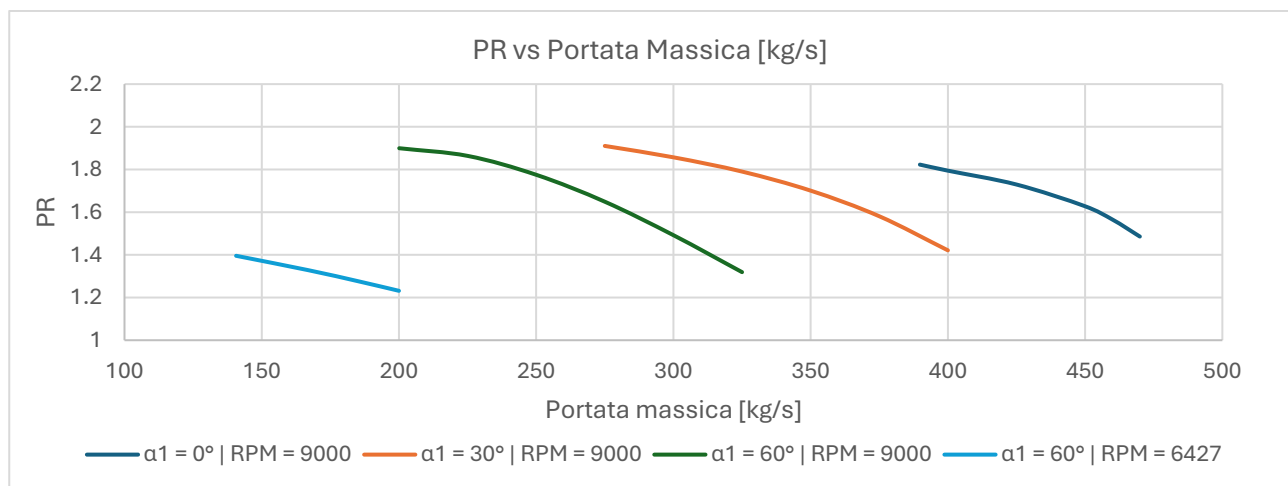


Figura 3 Rendering 3D girante SBC (dettagli privi di controdisco)



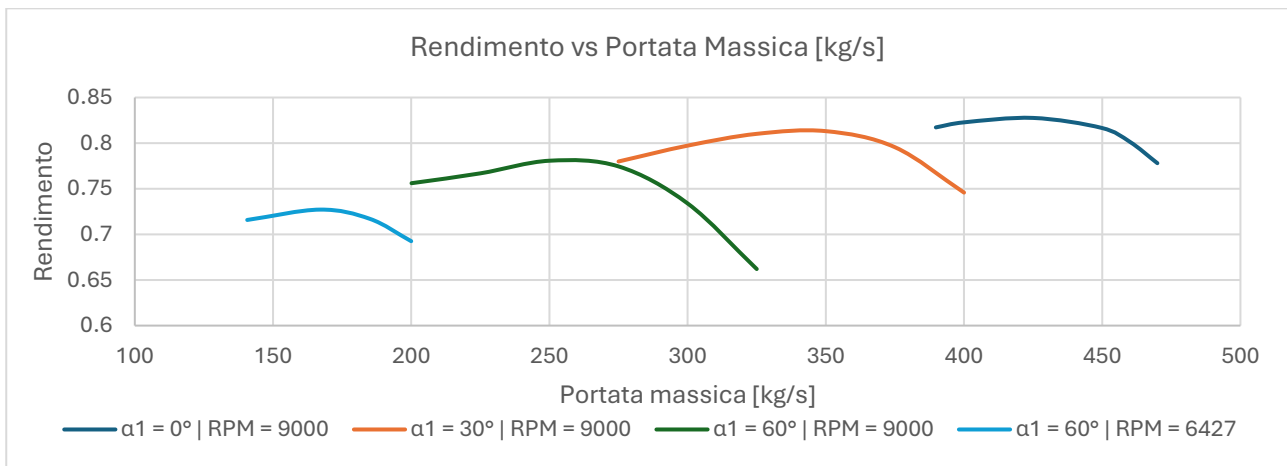
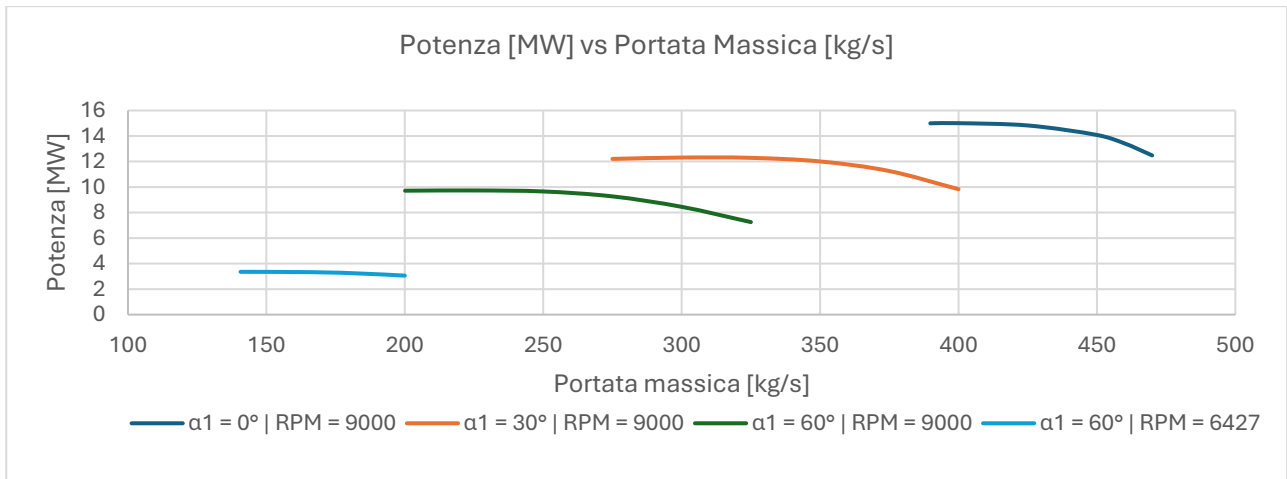


Figura 4 Mappe di funzionamento compressore subcritico (SBC)

7.2.1.1.2 Geometria finale e mappe caratteristiche del compressore transcritico (TRC)

Tabella 6 Specifiche finali per il compressore transcritico (TRC)

TRANSCRITICAL COMPRESSOR (TRC)																				
punto di funzionamento	temperatura [°C]	pressione [bar]	densità [kg/m ³]	entalpia [kJ/kg]	entropia [kJ/kg K]	temperatura [°C]	pressione [bar]	densità [kg/m ³]	entalpia [kJ/kg]	entropia [kJ/kg K]	efficienza	temperatura [°C]	pressione [bar]	densità [kg/m ³]	entalpia [kJ/kg]	entropia [kJ/kg K]	lavoro [kJ/kg]	portata [kg/s]	potenza [kW]	
	T ₁	p ₁	ρ ₁	h ₁	s ₁	T _{2s}	p _{2s}	ρ _{2s}	h _{2s}	s _{2s}	η	T ₂	p ₂	ρ ₂	h ₂	s ₂	h ₂₋₁	m	P	
NP	35.0	43.8	97.8	468.6	1.9	97.9	94	176.1	505.9	1.9	0.78	105.6	94	167.8	517.1	1.9	48.5	167.6	8123.7	
PP	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/
ML	35	40.9	89.2	472.6	1.9	103.8	94	169.7	514.5	1.9	0.69	117.1	94	157.4	532.9	2	60.4	445.1	26872.3	

Tabella 7 Parametri geometrici caratteristici geometria TRC ottimizzata

Raggio ingresso girante (mozzo)	Raggio ingresso girante (apice)	Raggio uscita girante	Raggio uscita statore	Altezza pala uscita girante	Numero di giri di progetto	Numero di pale girante
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[rpm]	[-]
100	158	259	350	20	10000	20

$$\text{NP} \rightarrow m = 167 \frac{\text{kg}}{\text{s}}; N = 6653 \text{ rpm}; \alpha_1 = 50^\circ$$

$$\text{HP} \rightarrow m = 445 \frac{\text{kg}}{\text{s}}; N = 10000 \text{ rpm}; \alpha_1 = 0^\circ$$

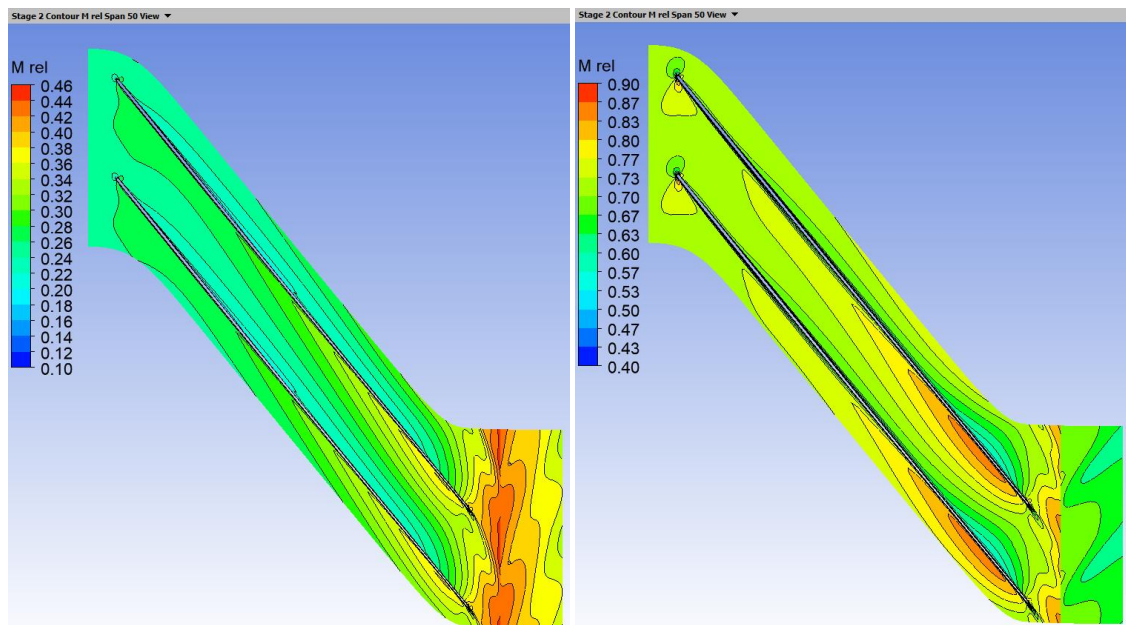


Figura 5 Piano interpalare TRC - linea media - NP e HP

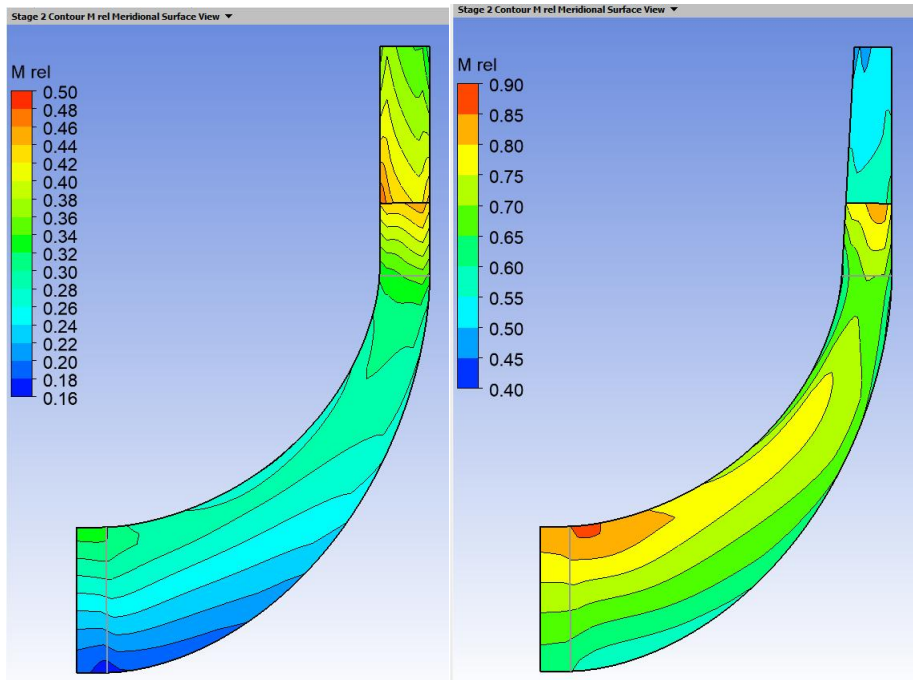


Figura 6 Piano meridiano TRC - NP e HP

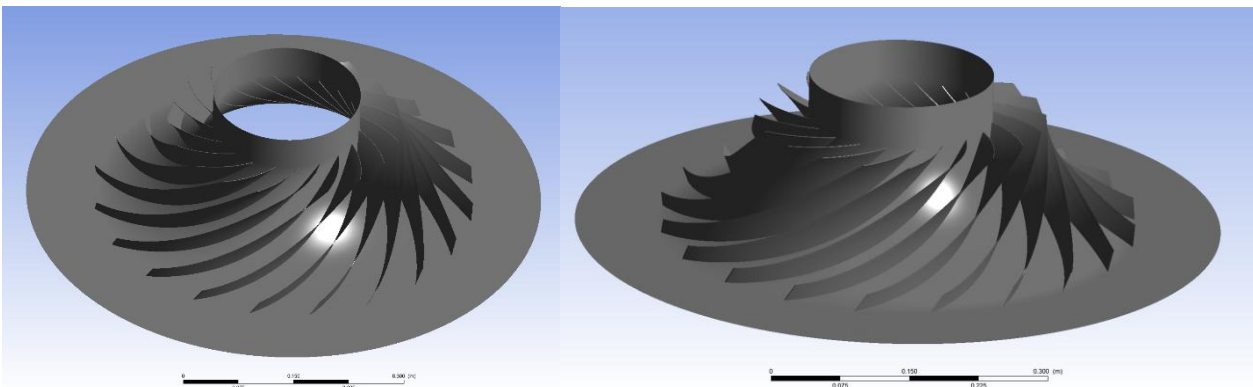
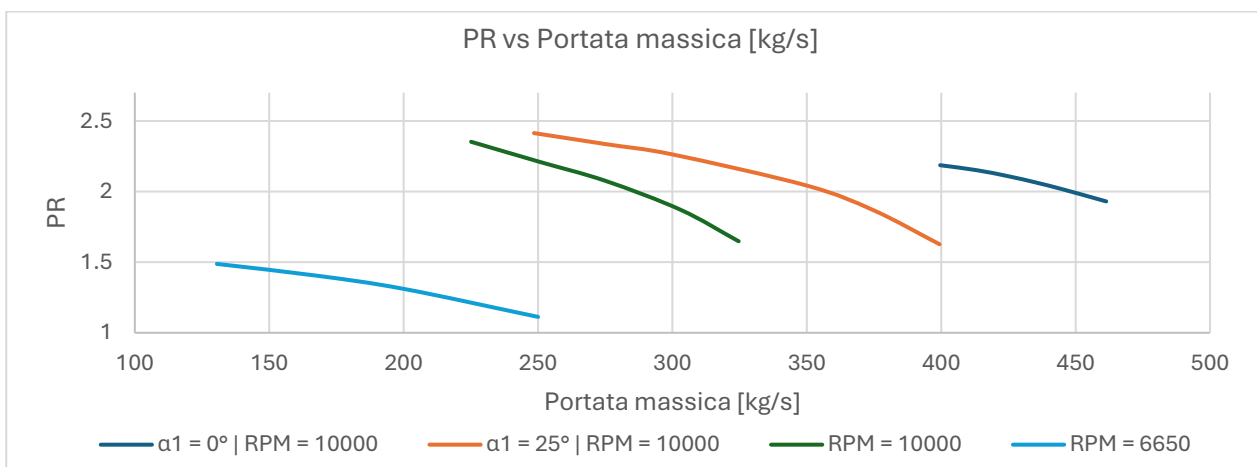


Figura 7 Rendering 3D girante TRC (dettagli privi di controdisco)



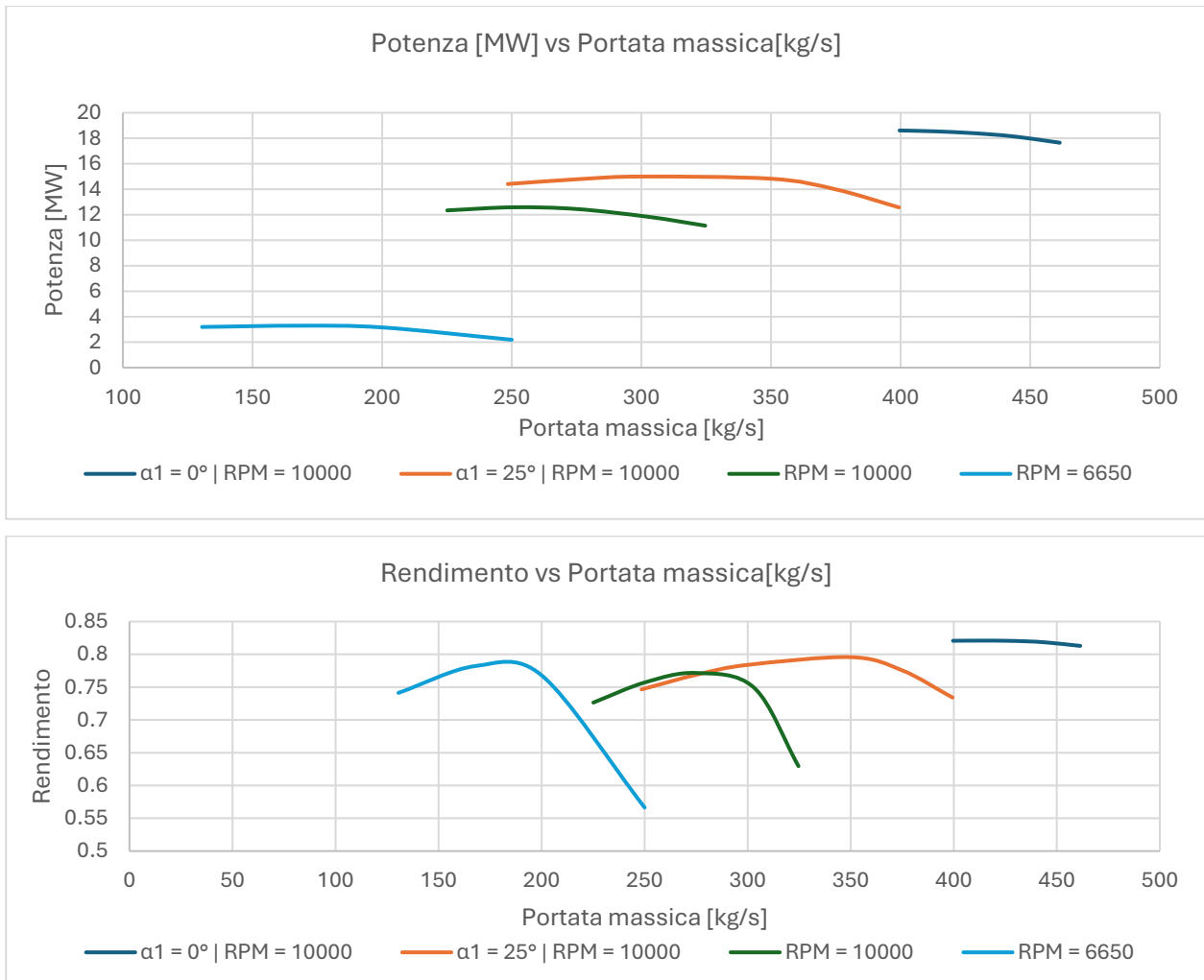


Figura 8 Mappe di funzionamento compressore transcritico (TRC)

7.2.2 Compressore Supercritico (SPC)

7.2.2.1 Geometrie preliminari ottimizzate per SPC

Per limitare il contributo cinetico in ingresso alla girante ed evitare le condizioni di saturazione, il compressore supercritico è stato progettato rispetto alle condizioni operative nominali di 35°C e 91 bar (NP), corrispondenti a una densità di circa 669 kg/m³.

La progettazione della girante e del diffusore liscio è stata effettuata mediante il modulo di design ottimizzato all'interno del software ARGO®. Tuttavia, la maggior parte delle geometrie analizzate è stata scartata in fase di verifica ai carichi minimi a causa delle ingenti perdite all'apice palare.

Nella definizione della geometria ottimale, si è perseguito l'obiettivo di garantire un funzionamento stabile del compressore su entrambi i punti di progetto mantenendo il medesimo numero di giri. Ciò è stato ottenuto dimensionando la macchina rispetto a una portata intermedia di circa 155 kg/s.

Tabella 8 Geometrie di test compressore supercritico (SPC)

Raggio ingresso girante (mozzo)	Raggio ingresso girante (apice)	Raggio uscita girante	Raggio uscita statore	Altezza pala uscita girante	Numero di giri di progetto	Numero di pale girante
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[rpm]	[-]
30	44	67	90	13	30000	17
22	41	73	84	11	27000	15
50	67	88	102	15	12000	17
22	41	54	66	11	27000	15
65	83	121	133	12	16000	10
60	86	111	123	12	19000	10

7.2.2.1.1 Geometria finale e mappe caratteristiche del compressore supercritico (SPC)

Tabella 9 Specifiche compressore superscritico (SPC)

SUPERCRITICAL COMPRESSOR (SPC)																			
punto di funzionamento	temperatura [°C]	pressione [bar]	densità [kg/m ³]	entalpia [kJ/kg]	entropia [kJ/kg K]	temperatura [°C]	pressione [bar]	densità [kg/m ³]	entalpia [kJ/kg]	entropia [kJ/kg K]	efficienza	temperatura [°C]	pressione [bar]	densità [kg/m ³]	entalpia [kJ/kg]	entropia [kJ/kg K]	lavoro [kJ/kg]	portata [kg/s]	potenza [kW]
	T ₁	p ₁	ρ ₁	h ₁	s ₁	T _{2s}	p _{2s}	ρ _{2s}	h _{2s}	s _{2s}	η	T ₂	p ₂	ρ ₂	h ₂	s ₂	h ₂₋₁	m	P
NP	35.0	91.8	673.9	296.8	1.3	53.4	190.2	750.1	310.5	1.3	0.81	59.8	190.2	708.6	326.7	1.4	29.9	167.6	5014.0
PP	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/	/
ML	35.0	75.1	274.3	397.2	1.6	87.2	161.7	429.1	421.6	1.6	0.82	90.9	161.7	409.5	431.0	1.7	33.8	133.5	4507.8

Tabella 10 Parametri geometrici caratteristici geometria SPC ottimizzata

Raggio ingresso girante (mozzo)	Raggio ingresso girante (apice)	Raggio uscita girante	Raggio uscita statore	Altezza pala uscita girante	Numero di giri di progetto	Numero di pale girante
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[rpm]	[-]
30	50	85	110	13	16500	14

$$\text{NP} \rightarrow m = 133 \frac{\text{kg}}{\text{s}}; N = 16500 \text{ rpm}; \alpha_1 = 0^\circ$$

$$\text{HP} \rightarrow m = 167 \frac{\text{kg}}{\text{s}}; N = 16500 \text{ rpm}; \alpha_1 = 0^\circ$$

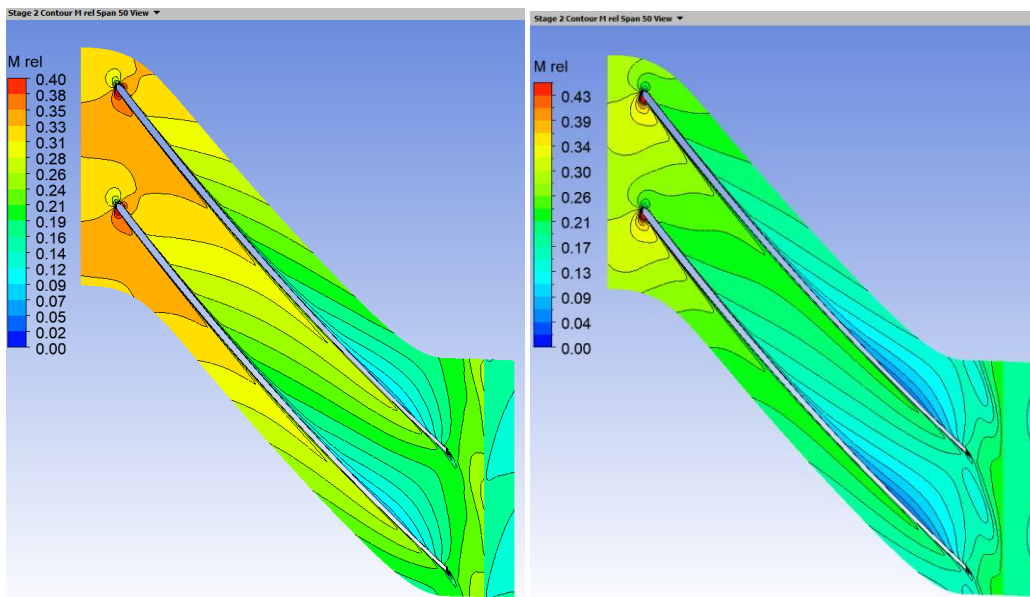


Figura 9 Piano interpalare SPC - linea media - NP e HP

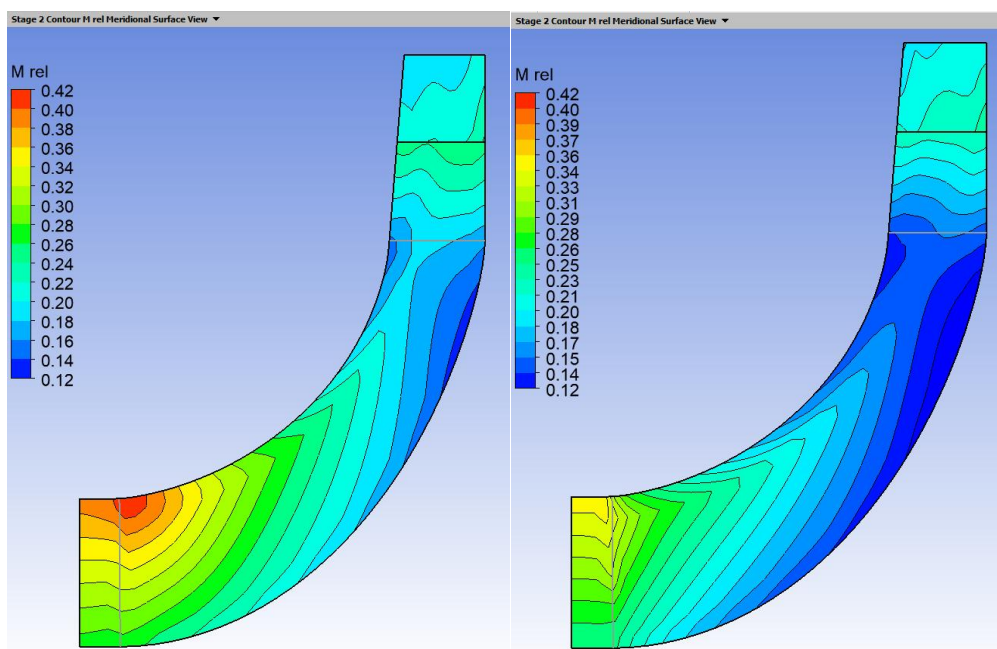


Figura 10 Piano meridiano SPC - NP e HP

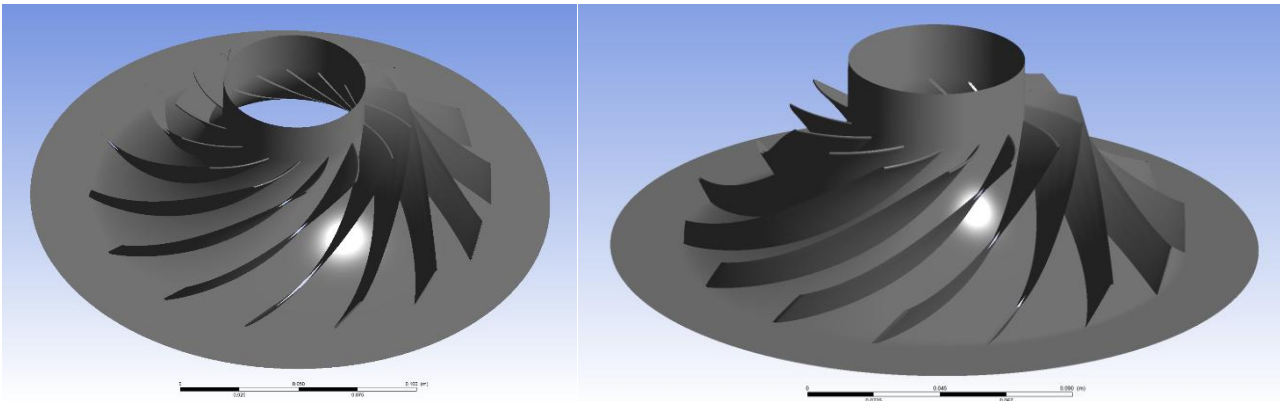
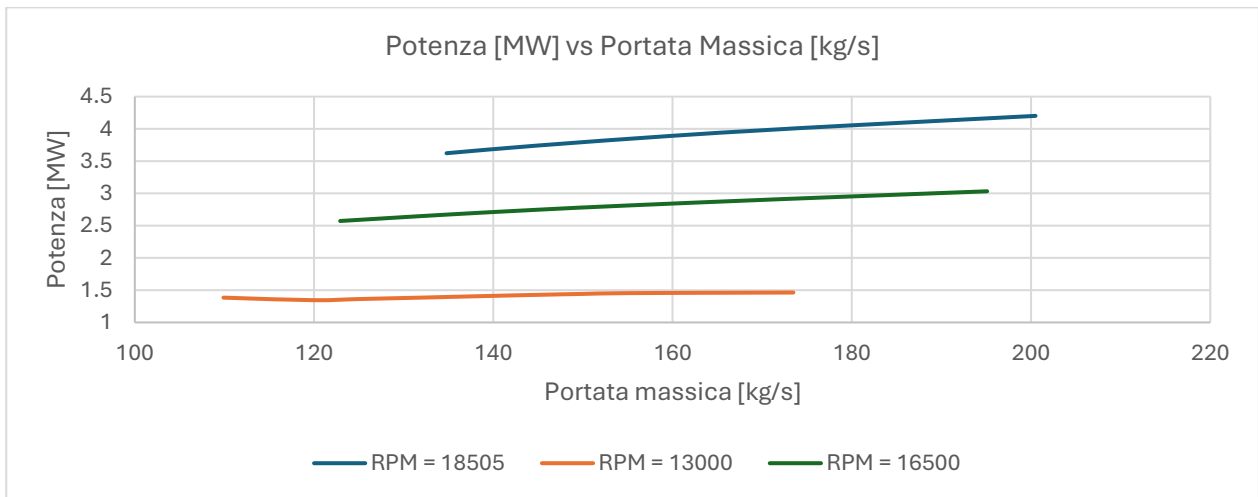
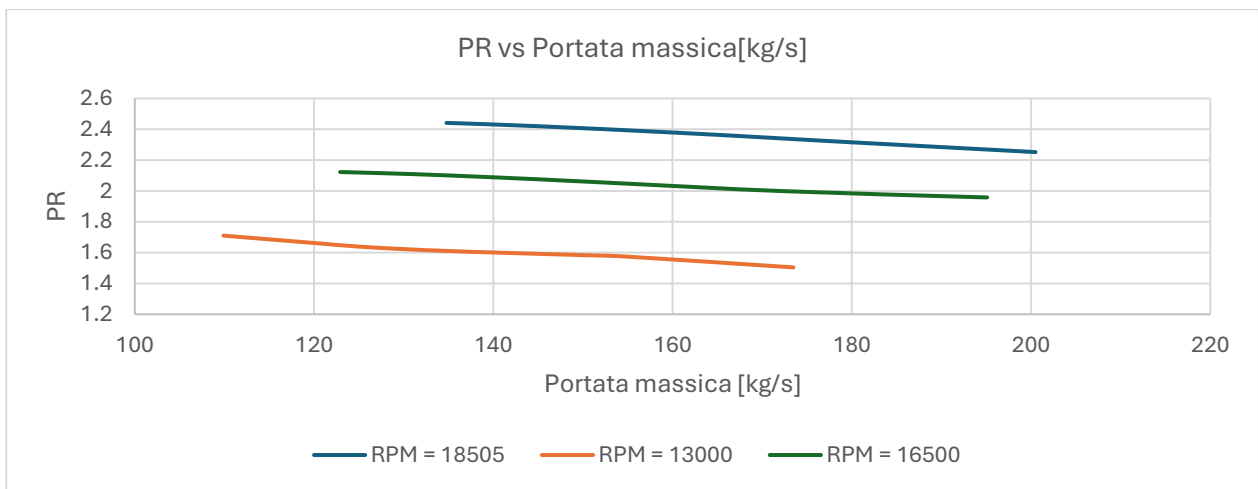


Figura 11 Rendering 3D girante SPC (dettagli privi di controdisco)



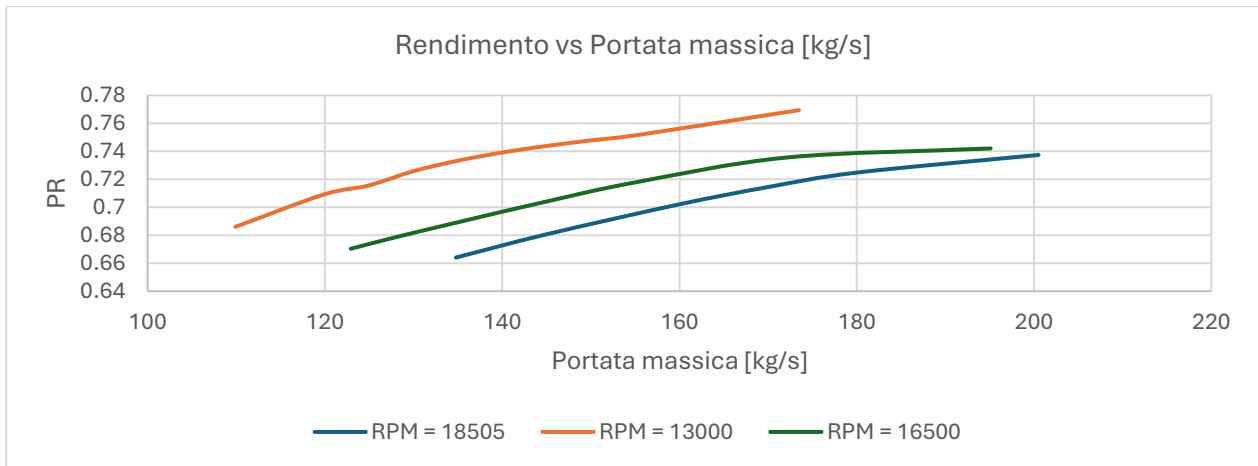


Figura 12 Mappe di funzionamento compressore supercritico (SPC)

7.2.3 Primo stadio di ricompressione (REC1)

Per il dimensionamento dei tre stadi di ri-compressione, si è scelto di imporre il medesimo numero di giri, fissando la velocità di rotazione a 20.000 rpm con equipartizione del rapporto di compressione su ciascuno stadio.

7.2.3.1 Geometrie preliminari ottimizzate REC1

Tabella 11 Geometrie di dimensionamento preliminare ottimizzato per il primo stadio di ricompressione (REC1)

Raggio ingresso girante (mozzo)	Raggio ingresso girante (apice)	Raggio uscita girante	Raggio uscita statore	Altezza pala uscita girante	Numero di giri di progetto	Numero di pale girante
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[rpm]	[-]
80	117	220	240	11	13000	25
51	96	152	180	17	19000	20
60	100	189	205	15	15000	20
35	73	115	137	22	27000	20

7.2.3.2 Geometria finale e mappe caratteristiche primo stadio di ricompressione (REC1)

Tabella 12 Specifiche primo stadio di ricompressione (REC1)

RECOMPRESSOR 1 (REC1)																			
punto di funzionamento	temperatura [°C]	pressione [bar]	densità [kg/m³]	entalpia [kJ/kg]	entropia [kJ/kg K]	temperatura [°C]	pressione [bar]	densità [kg/m³]	entalpia [kJ/kg]	entropia [kJ/kg K]	efficienza	temperatura [°C]	pressione [bar]	densità [kg/m³]	entalpia [kJ/kg]	entropia [kJ/kg K]	lavoro [kJ/kg]	portata [kg/s]	potenza [kW]
	T ₁	p ₁	ρ ₁	h ₁	s ₁	T _{2s}	p _{2s}	ρ _{2s}	h _{2s}	s _{2s}	η	T ₂	p ₂	ρ ₂	h ₂	s ₂	h ₂₋₁	m	P
NP	69.8	29.4	50.2	523.9	2.2	121.9	55	82.4	563.1	2.2	0.81	130.3	55	79.9	572.4	2.2	48.5	95.3	4624.1
PP	58.4	29.4	52.7	511.9	2.1	109.7	55	86.4	549.3	2.1	0.84	116.3	55	84.2	556.7	2.2	44.8	107.5	4814.8
ML	139.3	29.4	39.6	595.3	2.4	196.4	55	65.3	644.8	2.4	0.74	212.1	55	62.7	661.9	2.4	66.6	89.1	5933.7

Tabella 13 Parametri geometrici caratteristici geometria REC1 ottimizzata

Raggio ingresso girante (mozzo)	Raggio ingresso girante (apice)	Raggio uscita girante	Raggio uscita statore	Altezza pala uscita girante	Numero di giri di progetto	Numero di pale girante
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[rpm]	[-]
50	92	146	210	14	20000	20

$$\text{NP} \rightarrow m = 95 \frac{\text{kg}}{\text{s}}; N = 20000 \text{ rpm}; \alpha_1 = 0^\circ$$

$$\text{PP} \rightarrow m = 107 \frac{\text{kg}}{\text{s}}; N = 20000 \text{ rpm}; \alpha_1 = 0^\circ$$

$$\text{HP} \rightarrow m = 89 \frac{\text{kg}}{\text{s}}; N = 20000 \text{ rpm}; \alpha_1 = 0^\circ$$

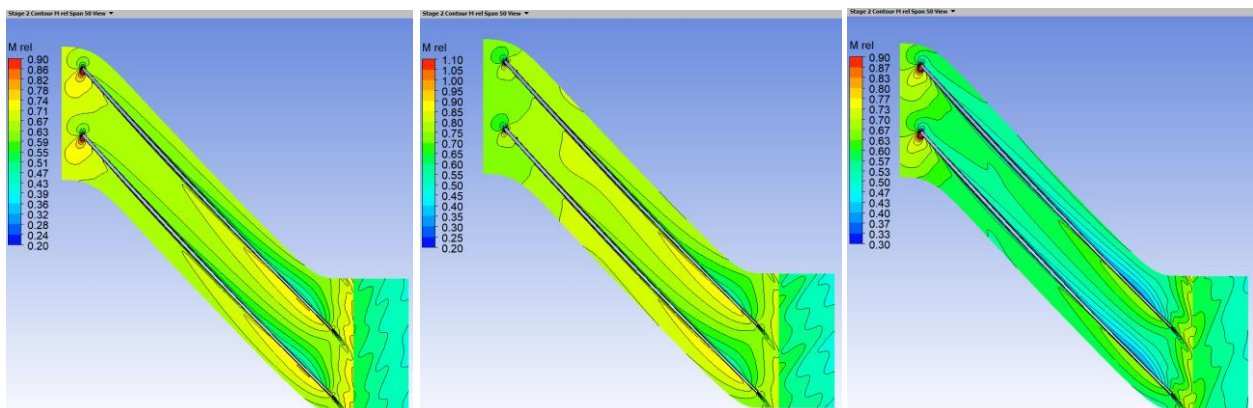


Figura 13 Piano interpalare REC1 - linea media - NP, PP, HP

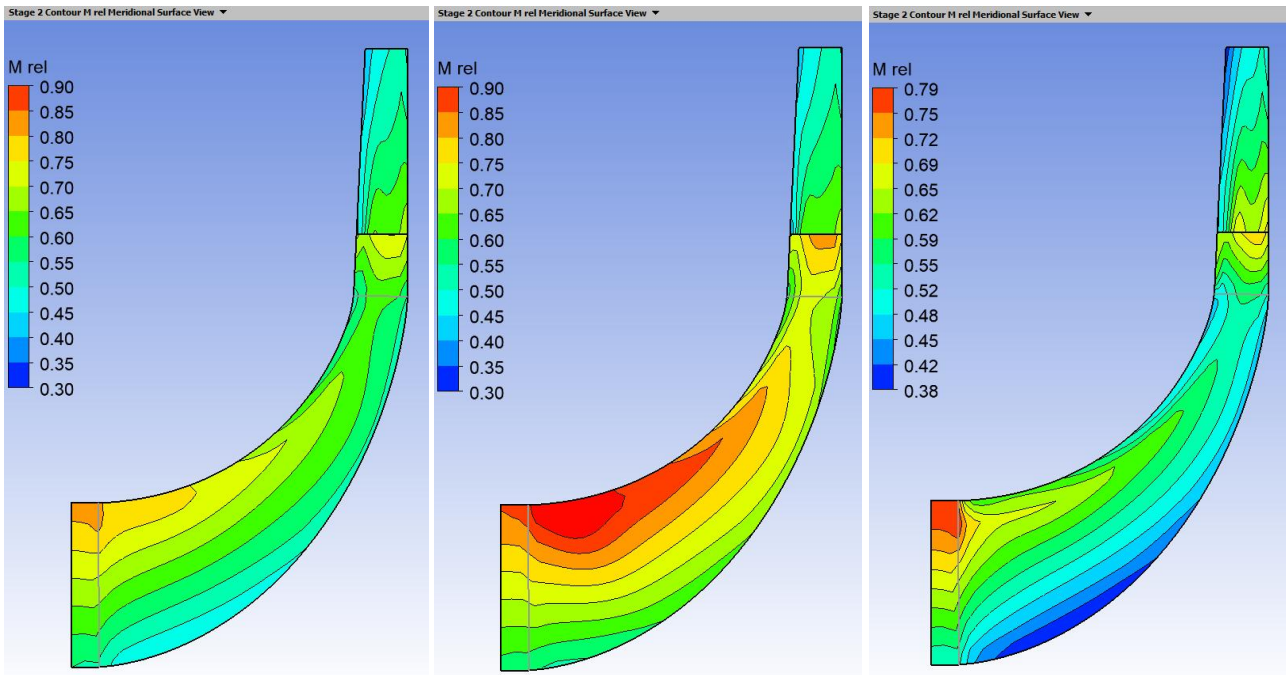


Figura 14 Piano meridiano REC1 - NP, PP, HP

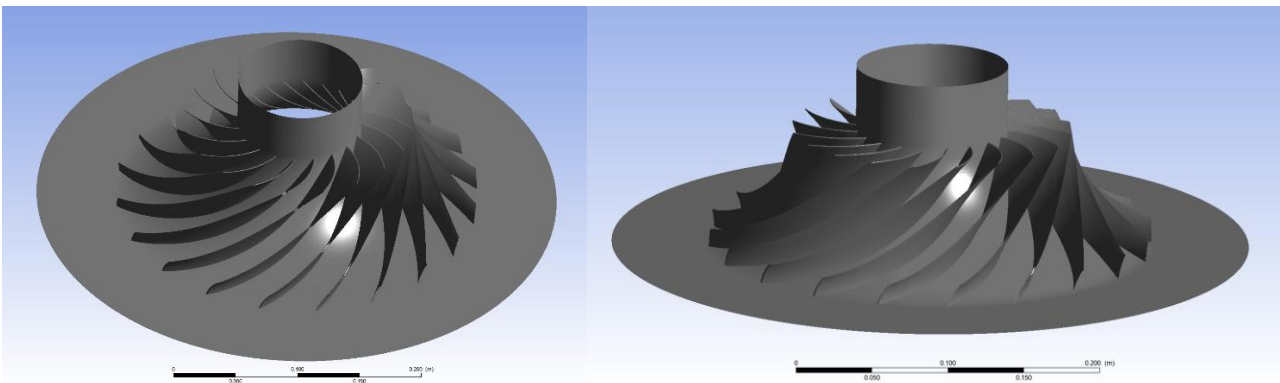


Figura 15 Rendering 3D girante REC1 (dettagli privi di controdisco)

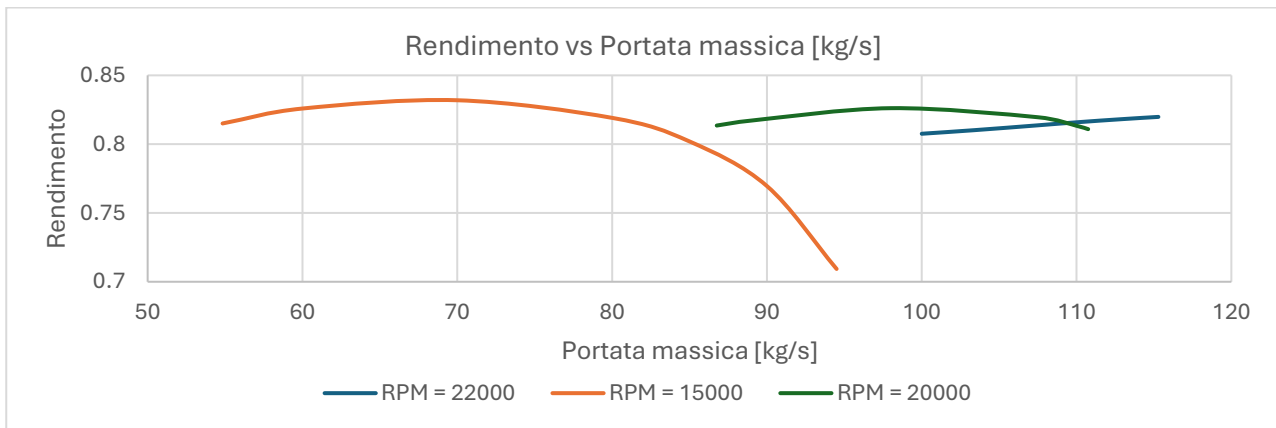
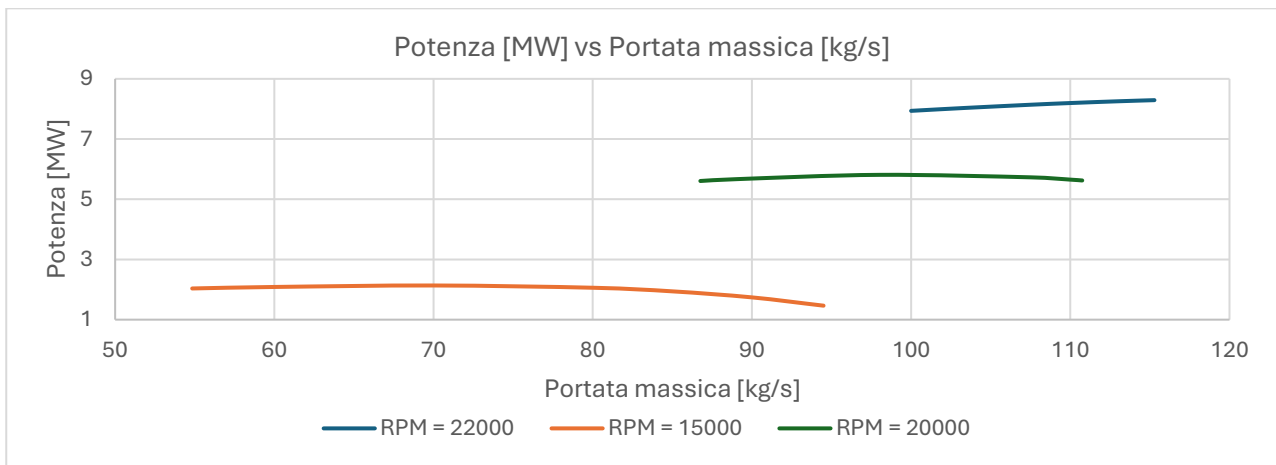
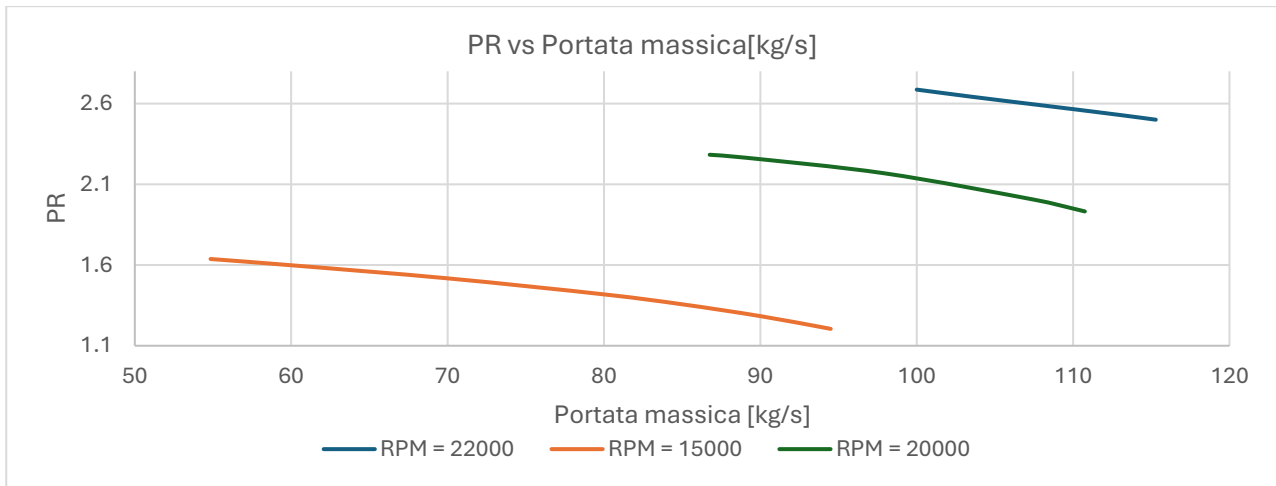


Figura 16 Mappe di funzionamento primo stadio di ricompressione (REC1)

7.2.4 Secondo stadio di ricompressione (REC2)

7.2.4.1 Geometrie di test REC2

Tabella 14 Geometrie di dimensionamento preliminare ottimizzato per il secondo stadio di ricompressione (REC2)

Raggio ingresso girante (mozzo)	Raggio ingresso girante (apice)	Raggio uscita girante	Raggio uscita statore	Altezza pala uscita girante	Numero di giri di progetto	Numero di pale girante
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[rpm]	[-]
80	108	157	172	15	20000	20
60	88	153	177	14	20000	20
90	112	147	167	20	20000	20
70	92	142	175	15	20000	20

7.2.4.2 Geometria finale e mappe caratteristiche secondo stadio di ricompressione (REC2)

Tabella 15 Specifiche definitive per il secondo stadio di ricompressione (REC2)

RECOMPRESSOR 2 (REC2)																			
punto di funzionamento	temperatura [°C]	pressione [bar]	densità [kg/m ³]	entalpia [kJ/kg]	entropia [kJ/kg K]	temperatura [°C]	pressione [bar]	densità [kg/m ³]	entalpia [kJ/kg]	entropia [kJ/kg K]	efficienza	temperatura [°C]	pressione [bar]	densità [kg/m ³]	entalpia [kJ/kg]	entropia [kJ/kg K]	lavoro [kJ/kg]	portata [kg/s]	potenza [kW]
	T ₁	p ₁	ρ ₁	h ₁	s ₁	T _{2s}	p _{2s}	ρ _{2s}	h _{2s}	s _{2s}	η	T ₂	p ₂	ρ ₂	h ₂	s ₂	h ₂₋₁	m	P
NP	130.3	55	79.9	572.4	2.2	188.4	102	129.4	617.9	2.2	0.81	197.2	102	125.9	628.3	2.2	55.9	95.3	5324.2
PP	116.3	55	84.2	556.7	2.2	173.4	102	136.2	599.9	2.2	0.82	181.2	102	132.5	609.3	2.2	52.6	107.5	5655.5
ML	212.1	55	62.7	661.9	2.4	275.6	102	102.3	719.7	2.4	0.79	289.1	102	99.25	735.2	2.4	73.3	89.1	6531.7

Tabella 16 Parametri geometrici caratteristici configurazione definitiva del II stadio del ri-compressore (REC2)

Raggio ingresso girante (mozzo)	Raggio ingresso girante (apice)	Raggio uscita girante	Raggio uscita statore	Altezza pala uscita girante	Numero di giri di progetto	Numero di pale girante
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[rpm]	[-]
60	88	124	165	16	20000	20

$$\text{NP} \rightarrow m = 95 \frac{\text{kg}}{\text{s}}; N = 20000 \text{ rpm}; \alpha_1 = 0^\circ$$

$$\text{PP} \rightarrow m = 107 \frac{\text{kg}}{\text{s}}; N = 20000 \text{ rpm}; \alpha_1 = 0^\circ$$

$$\text{HP} \rightarrow m = 89 \frac{\text{kg}}{\text{s}}; N = 20000 \text{ rpm}; \alpha_1 = 0^\circ$$

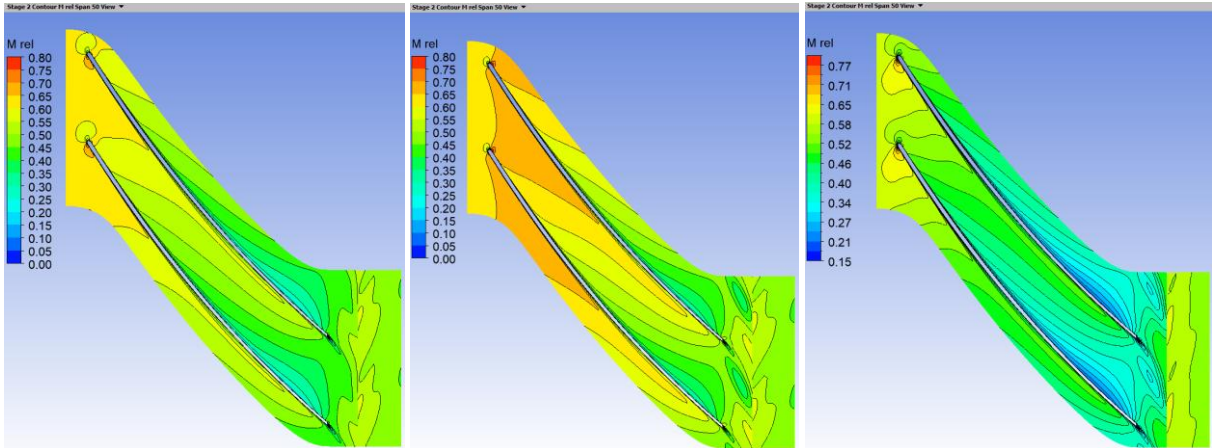


Figura 17 Piano interpalare REC2 - linea media - NP, PP, HP

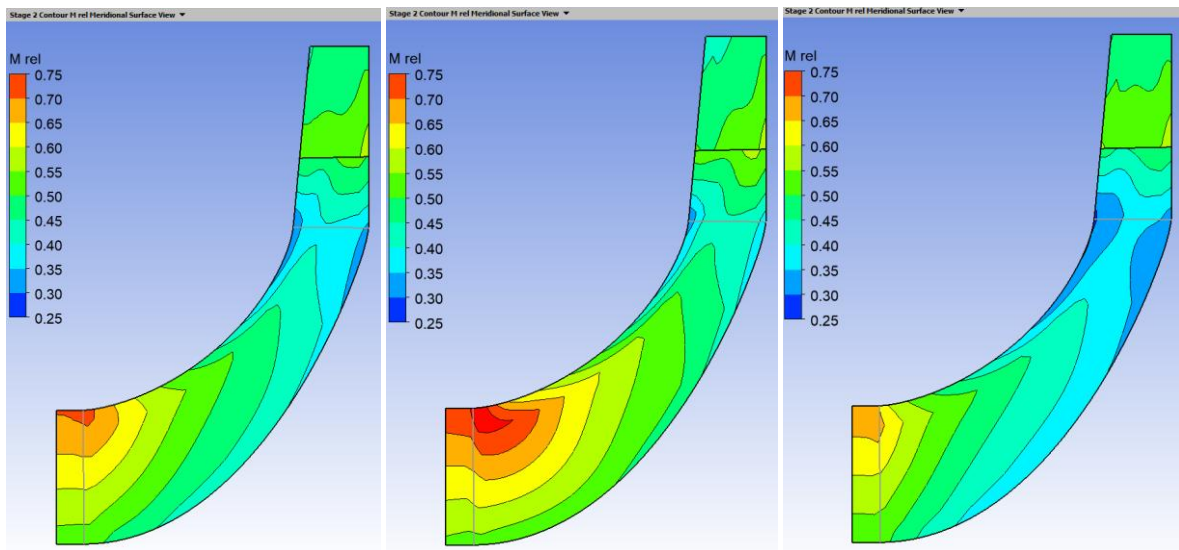


Figura 18 Piano meridiano REC2 - NP, PP, HP

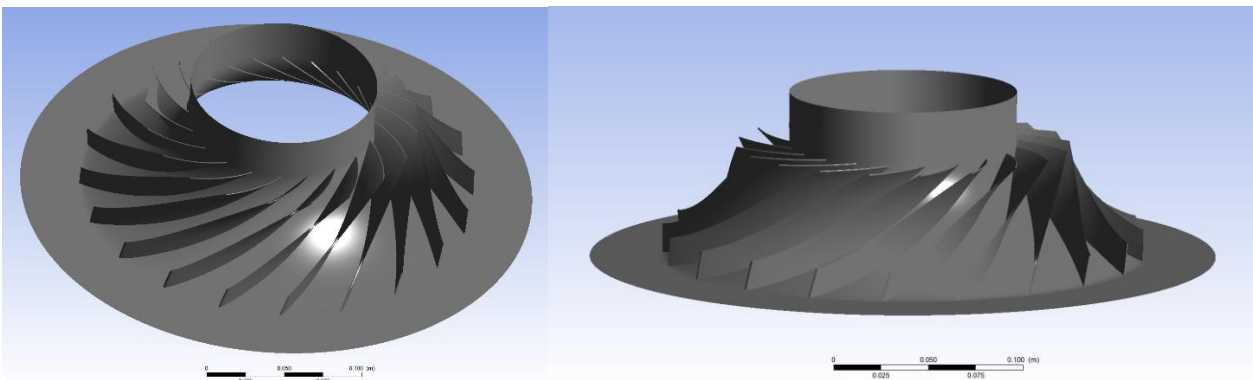


Figura 19 Rendering 3D girante REC2 (dettagli privi di controdisco)

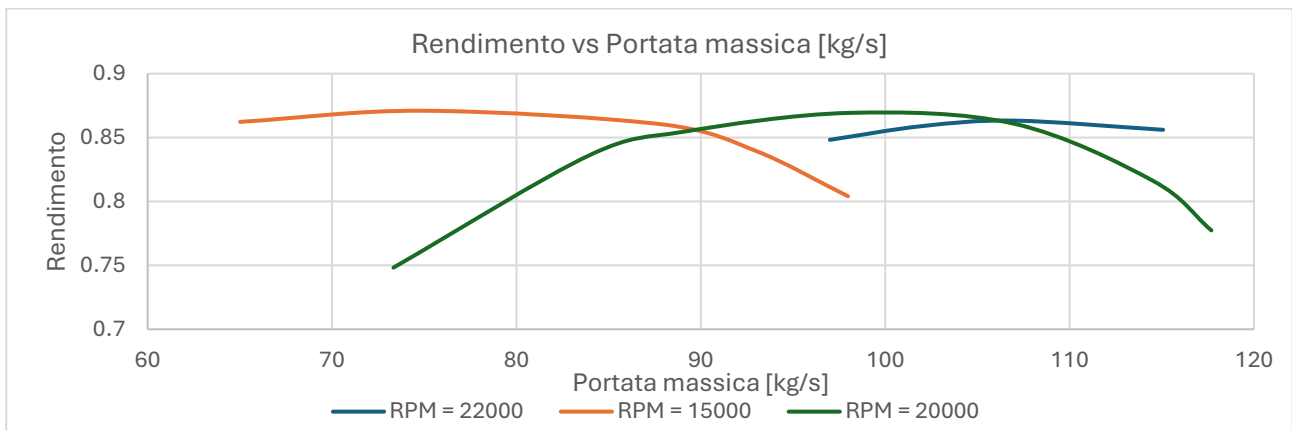
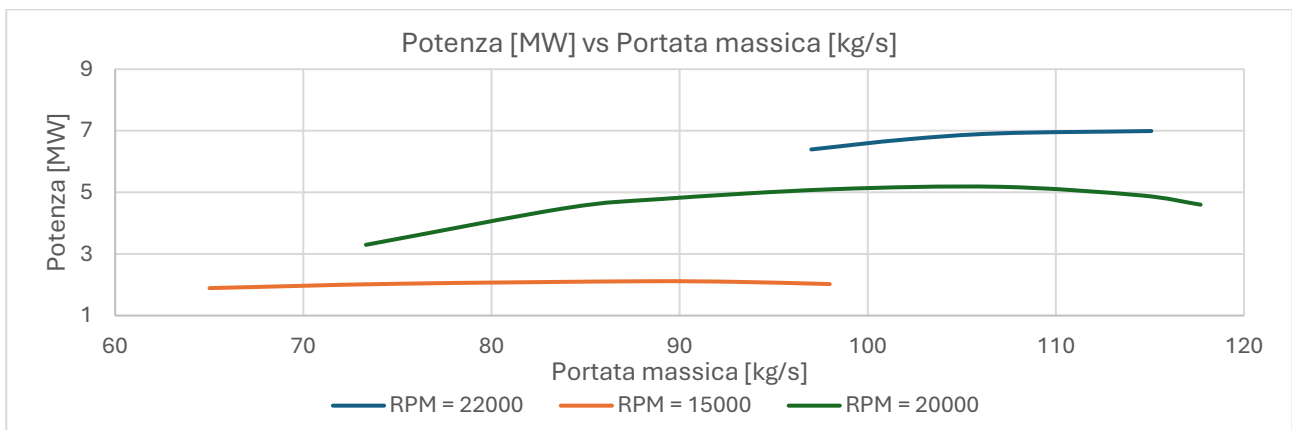
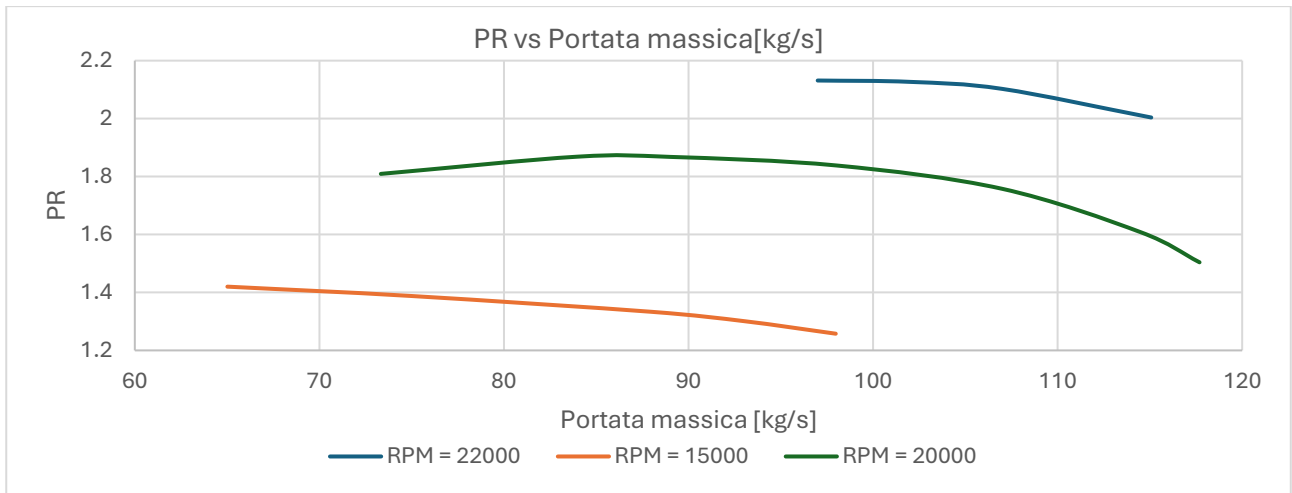


Figura 20 Mappe di funzionamento secondo stadio di ricompressione (REC2)

7.2.5 Terzo stadio di ricompressione (REC3)

7.2.5.1 Geometrie preliminari ottimizzate REC3

Tabella 17 Geometrie provenienti dal dimensionamento preliminare ottimizzato del terzo stadio di ricompressione (REC3)

Raggio ingresso girante (mozzo)	Raggio ingresso girante (apice)	Raggio uscita girante	Raggio uscita statore	Altezza pala uscita girante	Numero di giri di progetto	Numero di pale girante
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[rpm]	[-]
100	122	295	305	10	10000	20
30	51	95	108	13	35000	20
40	59	104	120	12	32000	12
90	110	147	180	13	20000	15
100	119	147	190	12	20000	15
80	97	147	173	13	20000	20
70	89	147	173	13	20000	20
50	81	153	167	14	20000	20
50	77	148	182	14	20000	20
90	110	148	162	14	20000	20
80	143	247	272	25	20000	20
80	104	142	156	15	20000	20

7.2.5.2 Geometria finale e mappe caratteristiche terzo stadio di ricompressione (REC3)

Tabella 18 Specifiche definitive per terzo stadio di ricompressione (REC3)

RECOMPRESSOR 3 (REC3)																		
temperatura [°C]	pressione [bar]	densità [kg/m³]	entalpia [kJ/kg]	entropia [kJ/kg K]	temperatura [°C]	pressione [bar]	densità [kg/m³]	entalpia [kJ/kg]	entropia [kJ/kg K]	efficienza	temperatura [°C]	pressione [bar]	densità [kg/m³]	entalpia [kJ/kg]	entropia [kJ/kg K]	lavoro [kJ/kg]	portata [kg/s]	potenza [kW]
T ₁	p ₁	ρ ₁	h ₁	s ₁	T _{2s}	p _{2s}	ρ _{2s}	h _{2s}	s _{2s}	η	T ₂	p ₂	ρ ₂	h ₂	s ₂	h ₂₋₁	m	P
197.2	102	125.9	628.3	2.2	260.5	186.4	197.7	680.9	2.2	0.81	270.1	186.4	192.7	693	2.2	64.7	95.3	6163.5
181.2	102	132.5	609.3	2.2	250.6	198.9	217.4	665.3	2.2	0.82	260.1	198,9	211.6	677.5	2.2	68.2	107.5	7332.8
289.1	102	99.3	735.2	2.4	339.1	158.5	139.5	782.8	2.4	0.79	349.7	158.5	136.6	795.6	2.4	60.4	89.1	5382.1

Tabella 19 Parametri geometrici caratteristici per la geometria definitiva del III stadio di ricompressione (REC3)

Raggio ingresso girante (mozzo)	Raggio ingresso girante (apice)	Raggio uscita girante	Raggio uscita statore	Altezza pala uscita girante	Numero di giri di progetto	Numero di pale girante
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[rpm]	[-]
70	89	132	172	10	20000	16

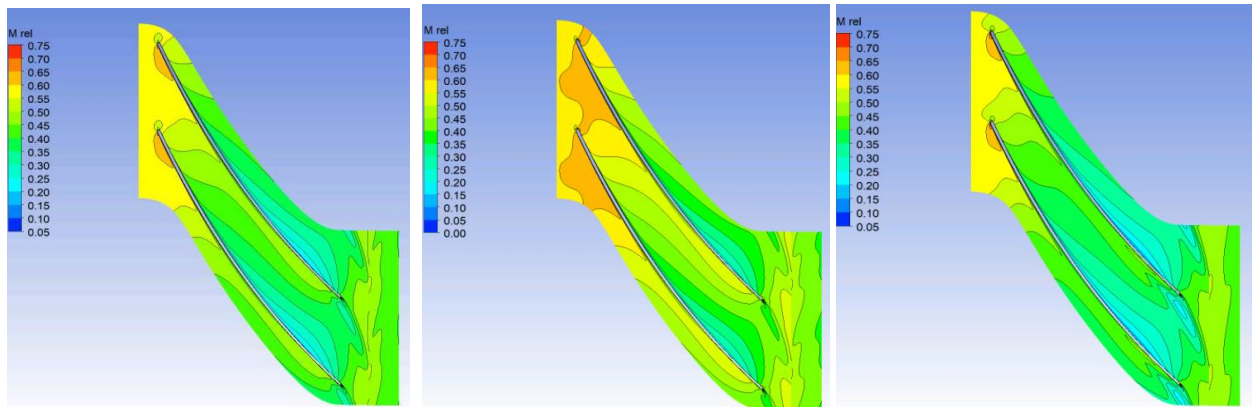


Figura 21 Piano interpalare REC3 - linea media - NP, PP, HP

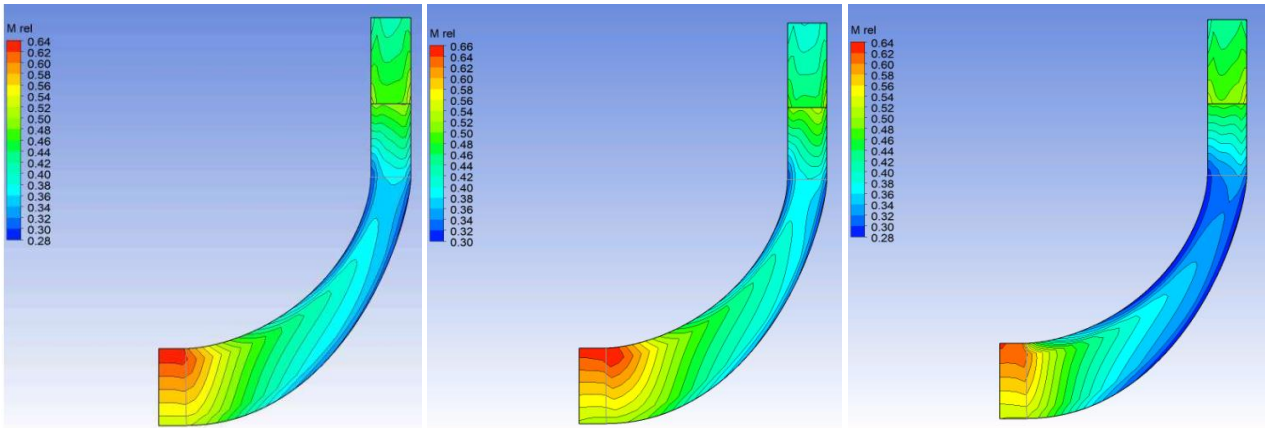


Figura 22 Piano meridiano REC3 – NP, PP, HP

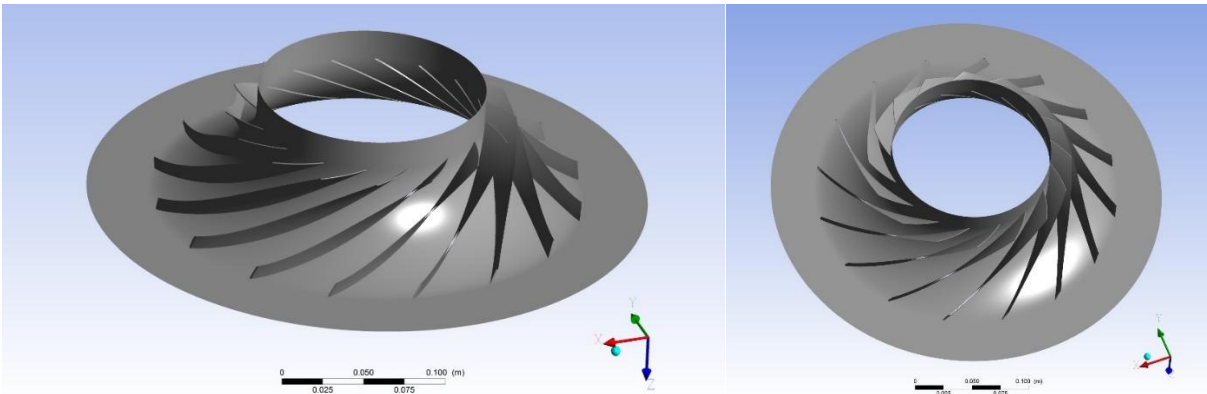
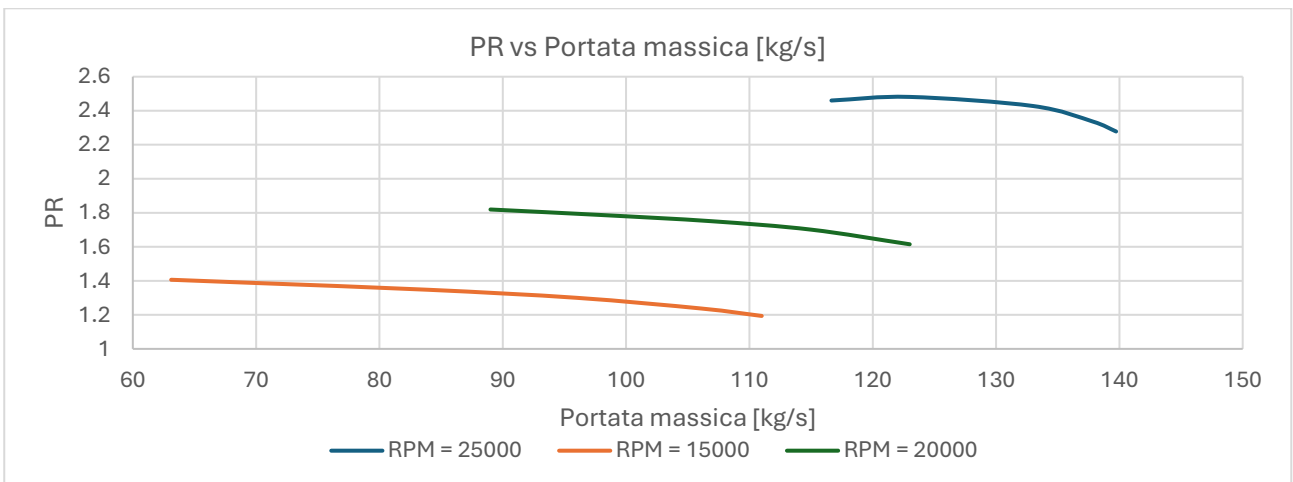


Figura 23 Rendering 3D girante del III stadio di ricompressione (REC3)(dettagli privi di controdisco)



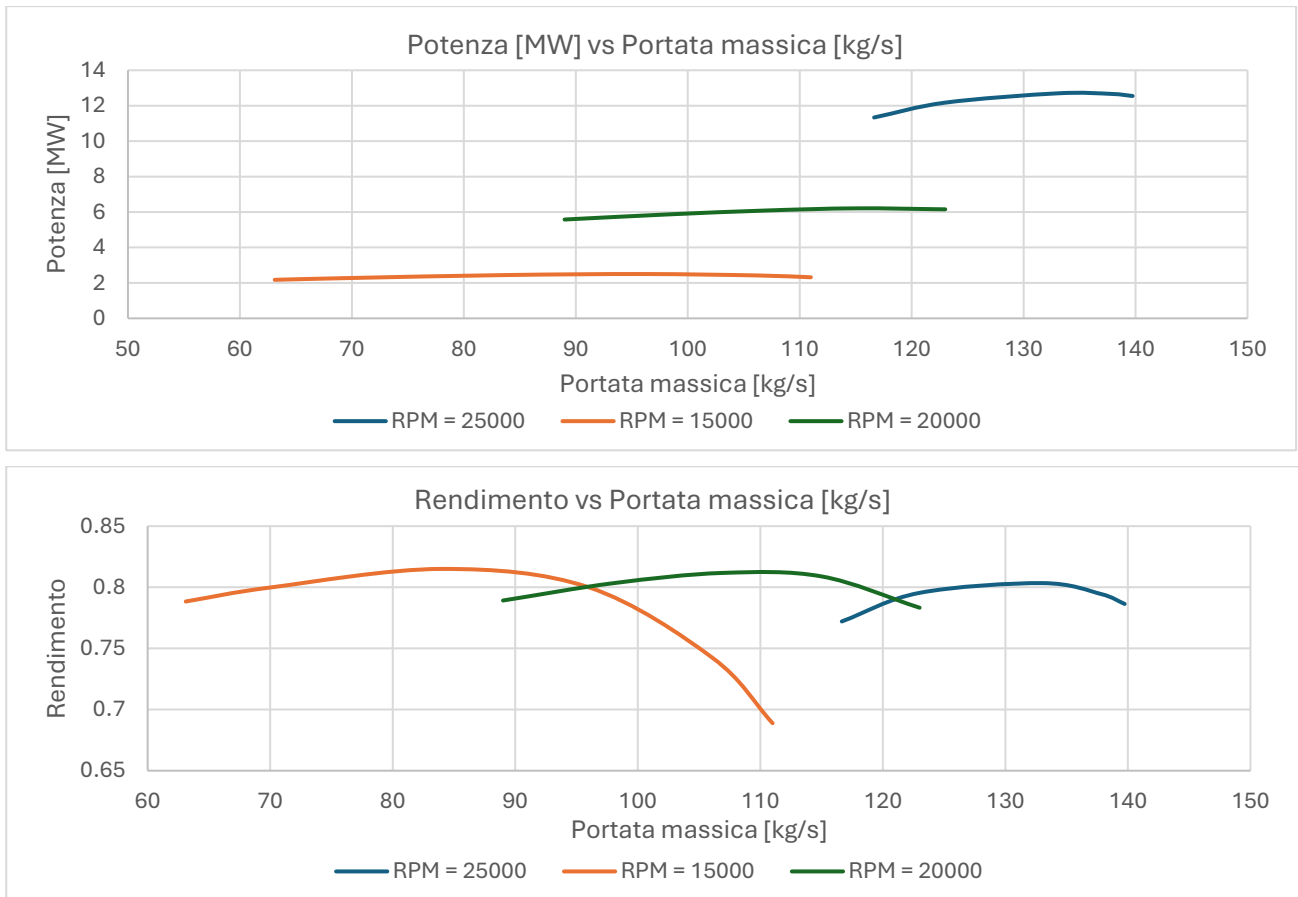


Figura 24 Mappe di funzionamento terzo stadio di ricompressione (REC3)

7.2.6 Turbina

Tabella 20 Specifiche definitive per la turbina

EXPANDER																			
punto di funzionamento	temperatura [°C]	pressione [bar]	densità [kg/m ³]	entalpia [kJ/kg]	entropia [kJ/kg K]	temperatura [°C]	pressione [bar]	densità [kg/m ³]	entalpia [kJ/kg]	entropia [kJ/kg K]	efficienza	temperatura [°C]	pressione [bar]	densità [kg/m ³]	entalpia [kJ/kg]	entropia [kJ/kg K]	lavoro [kJ/kg]	portata [kg/s]	potenza [kW]
	T ₁	p ₁	ρ ₁	h ₁	s ₁	T _{2s}	p _{2s}	ρ _{2s}	h _{2s}	s _{2s}	η	T ₂	p ₂	ρ ₂	h ₂	s ₂	h ₂₋₁	m	P
NP	500.0	182.7	122.1	974.8	2.7	286.0	30.0	28.7	749.2	2.7	0.92	301.9	30.0	27.9	766.4	2.7	-208.4	262.9	-54793.6
PP	500.0	182.7	122.1	974.8	2.7	286.0	30.0	28.7	749.2	2.7	0.92	301.9	30.0	27.9	766.4	2.7	-208.4	256.0	-53355.5
ML	500.0	155.3	104.3	977.3	2.7	304.1	30.0	27.8	768.8	2.7	0.92	318.5	30.0	27.1	784.5	2.7	-192.8	222.8	-42948.1

La configurazione definitiva della turbina presenta tre stadi assiali. Nella Tabella 14 sono riportati i dettagli relativi al dimensionamento alla linea media, ed in Figura 25 la geometria complessiva della macchina. Il design tridimensionale dei profili palari è stato effettuato considerando il comportamento complessivo della macchina multistadio (non del singolo stadio isolato). Nelle Figura 26-28 sono riportati i piani interpalari per le condizioni di progetto: come si può notare II e III stadio lavorano in regime transonico riducendo fortemente la

flessibilità della turbina esercita a numero di giri costante. Tuttavia, per i punti di esercizio riportati in fig. 32 il rendimento interno della macchina supera il 90%, fornendo una potenza simile a quanto atteso. Nelle figure 37 e 38 si riportano le curve caratteristiche intese rispettivamente come rapporto di espansione e potenza adimensionalizzata in base alla potenza nominale in funzione della portata massica corretta ($m \frac{\sqrt{T_{tot in}}}{p_{tot in}} * 100 [\frac{kg \sqrt{K}}{s kPa} 10^2]$).

Tabella 21 Dettagli relativi al dimensionamento della turbina (*angoli riferiti alla direzione assiale di efflusso)

Parametro	Raggio interno [mm]	Raggio esterno [mm]	Angolo costruttivo alla linea media [°]
Ingresso statore 1	92	122,8	0
Uscita statore 1/Ingresso rotore 1	90	126,4	70/0
Uscita rotore 1/Ingresso statore 2	86	130,7	70/0
Uscita statore 2/Ingresso rotore 2	80,5	135,8	70/0
Uscita rotore 2/Ingresso statore 3	72	137,8	70/20
Uscita statore 3/Ingresso rotore 3	60	144	15/65
Uscita rotore 3	47	169,9	70

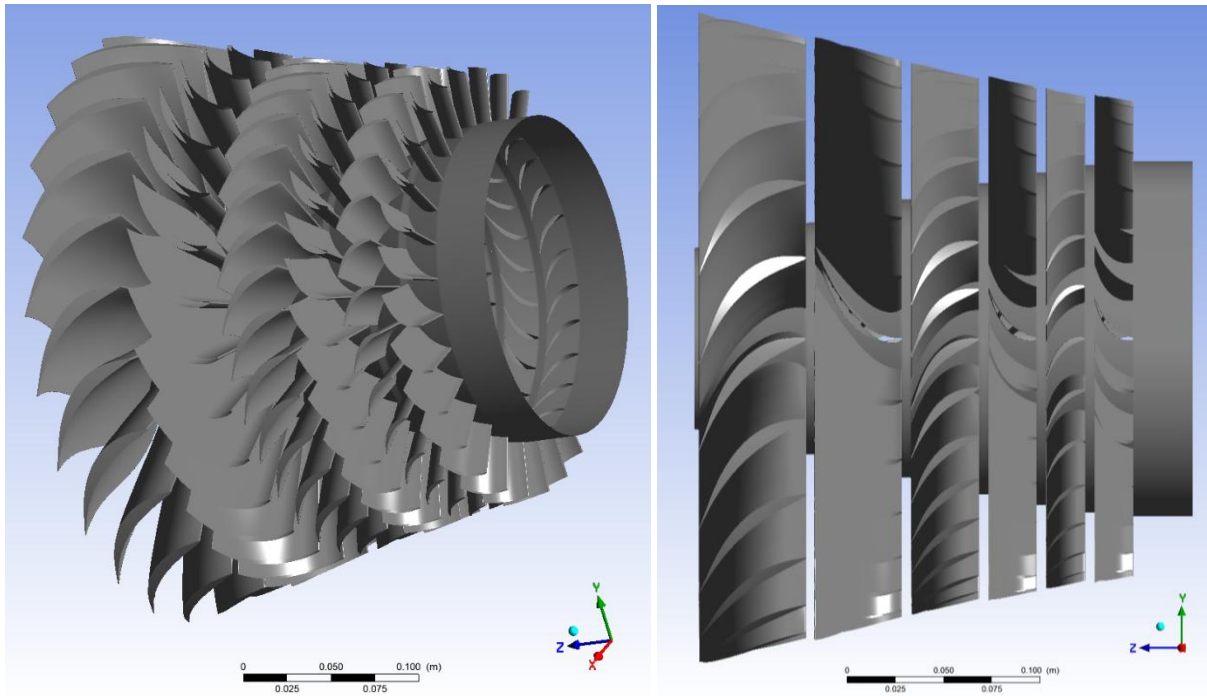


Figura 25 Rendering 3D della turbina di potenza

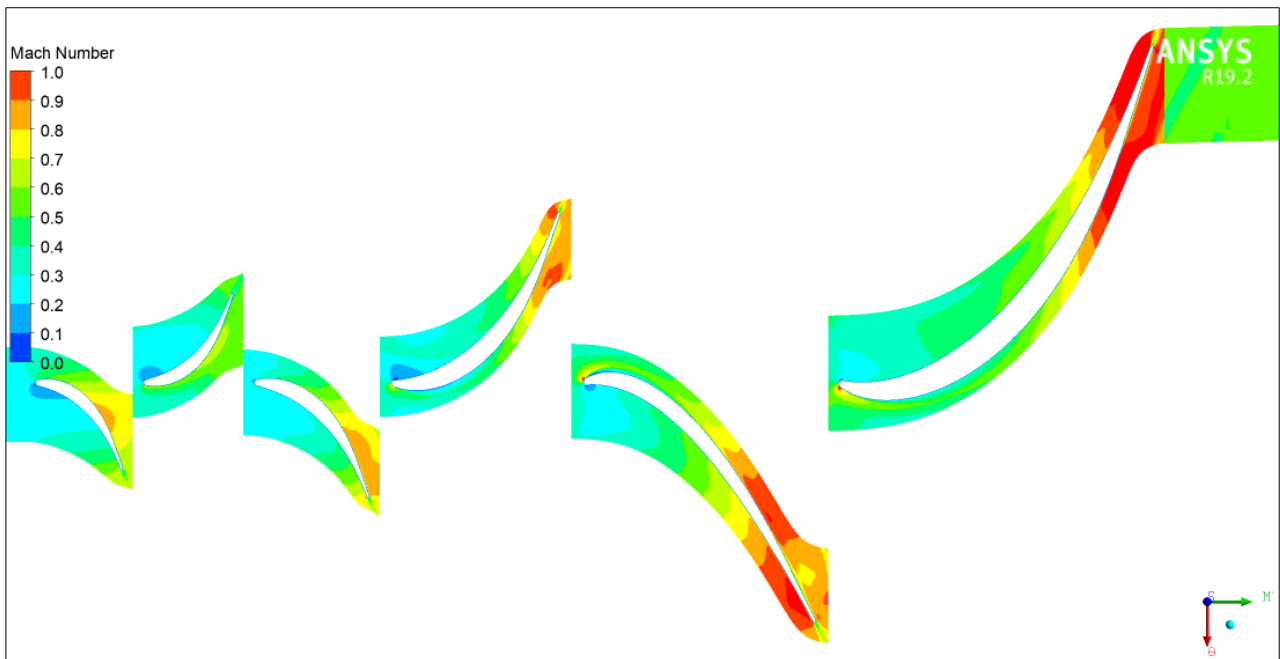


Figura 26 Piano interpalare al 20% dell'altezza pala: linee iso-Mach

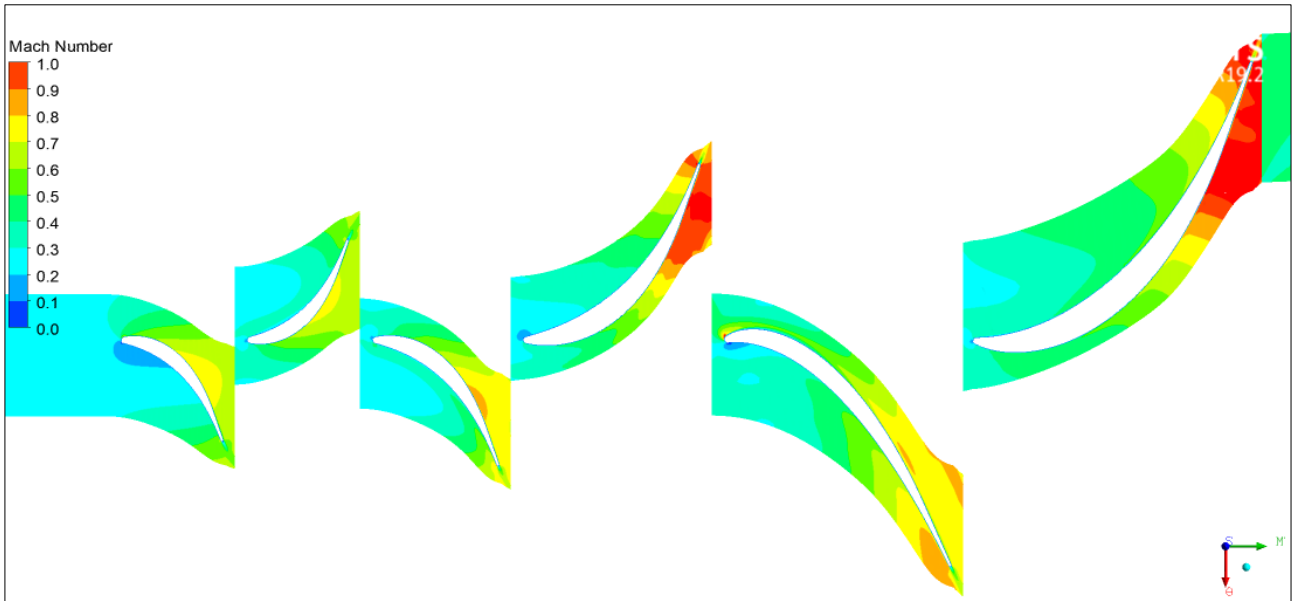


Figura 27 Piano interpolare al 50% dell'altezza pala - linee iso-Mach

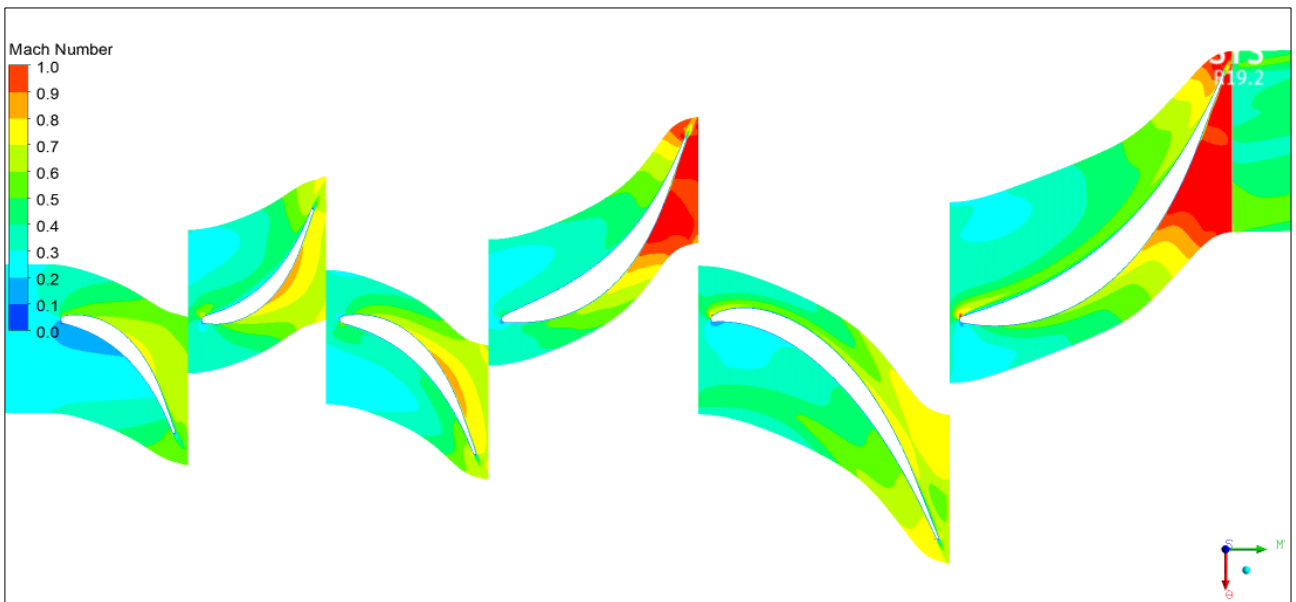


Figura 28 Piano interpolare all'80% dell'altezza pala - linee iso-Mach

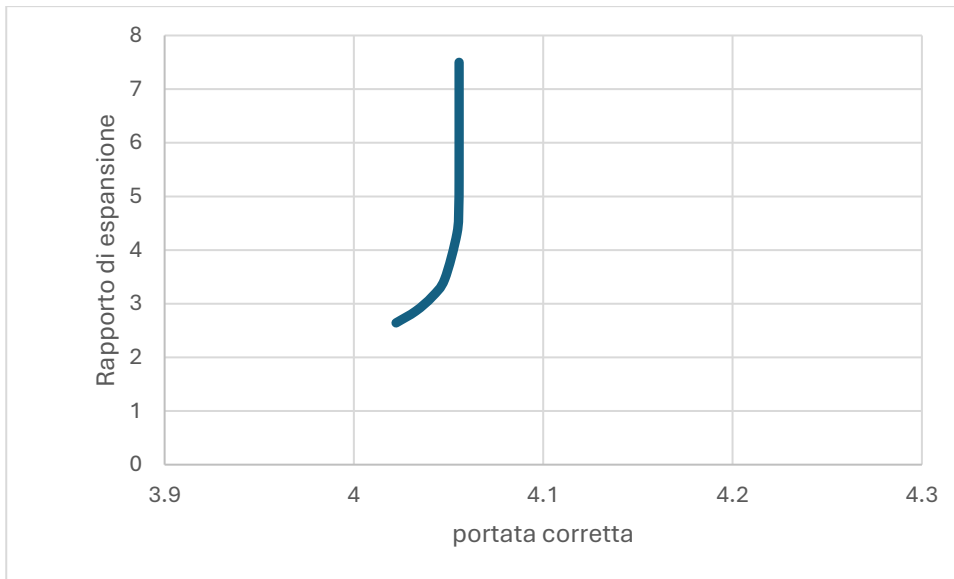


Figura 29 Rapporto di espansione al variare della portata massica corretta

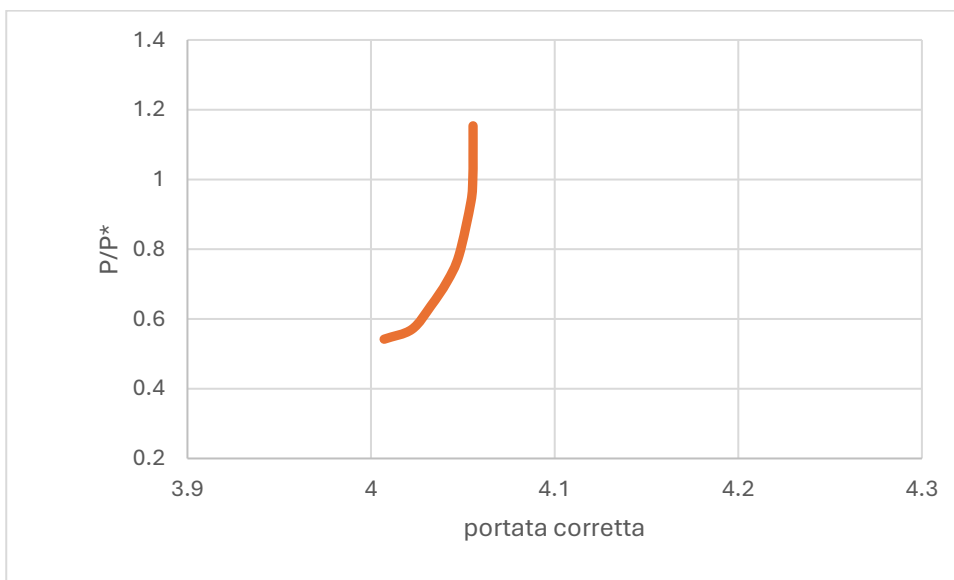


Figura 30 Potenza adimensionale al variare della portata massica corretta

7.3 Conclusioni

In conclusione, sono stati effettuati numerosissimi design preliminari frutto di una pre-ottimizzazione locale di tipo termo-fluidodinamico e meccanico per ognuna delle sette turbomacchine incluse nel ciclo di interesse verificati tramite simulazioni CFD tridimensionali. La procedura è stata fortemente iterativa poiché una conoscenza più approfondita delle potenzialità delle macchine ha portato a modifiche impiantistiche e viceversa.

Le soluzioni riportate nel dettaglio nel presente report riguardano unicamente, per ogni macchina, la migliore configurazione finale. Tutte le macchine soddisfano le specifiche di progetto.

8 Contributo delle eventuali consulenze alle attività sopra descritte

Non sono state richieste consulenze per le attività svolte.

9 Pubblicazioni scientifiche

-

10 Eventi di disseminazione

- Workshop "RdS Prog 1.2 PTR 22-24", "LA4.9 – Progettazione delle turbomacchine di un ciclo di potenza integrato con un sistema di accumulo freddo", A. Giovannelli e G. Messina, 18 Aprile 2024.
- Nanoinnovation Conference & Exhibition 2024, "Preliminary turbomachinery design of a power cycle integrated with a cold storage system", A. Giovannelli e G. Messina, 12 Settembre 2024, Roma

11 Posizionamento della ricerca rispetto allo stato dell'arte internazionale

Gli impianti di potenza a CO₂ supercritica mostrano interessanti potenzialità per svariate applicazioni grazie all'elevato rendimento termodinamico (sulla carta superiore a quello degli impianti a vapore), la flessibilità di esercizio e la compattezza. In particolare, la maggior parte dei progetti internazionali si focalizza sull'applicazione dei cicli a CO₂ nei seguenti ambiti: i) impianti combinati con turbina a gas, nei quali l'impianto a CO₂ sostituisce l'impianto a vapore come "bottoming cycle"; ii) impianti di piccola/media taglia per la valorizzazione del calore di scarto a medio/alta temperatura nei vari ambiti dell'industria pesante (CO₂OLHEAT); iii) riconversione di impianti a carbone (sCO₂FLEX); iv) impianti nucleari di ultima generazione; v) impianti solari termodinamici e vi) propulsione navale.

Il settore maggiormente esplorato oggi è quello relativo all'efficientamento di processi industriali fortemente energivori. In particolare, DOE/Echogen ha quotato tale potenziale mercato in 30-50 B€/B\$.

Gli impianti a CO₂ supercritica potrebbero, inoltre, supportare la penetrazione delle energie rinnovabili non programmabili, dove l'utilizzo di impianti fossili fortemente flessibili risulta essere cruciale per la stabilizzazione della rete elettrica (es. Italia, Germania, Repubblica Ceca, ma anche in Asia).

I cicli a CO₂ supercritica studiati sono numerosissimi. Tra questi, uno dei più promettenti sembra essere il ciclo ricompresso. In particolare, nel 2018 il DOE (Dipartimento dell'Energia degli Stati Uniti d'America) ha avviato il programma "Generation 3 - Concentrating Solar Power Systems" considerando impianti per la produzione di potenza basati sul ciclo a CO₂ supercritica considerandoli più promettenti dei tradizionali impianti a vapore [2,3]. In particolare, dalle analisi tecno-economiche e di impatto ambientale di diverse opzioni, il ciclo ricompresso è stato valutato come il più promettente. Si riporta nella figura sottostante lo schema di principio [4].

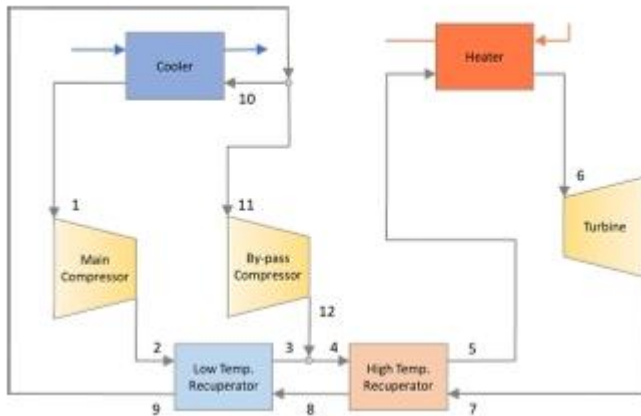


Figura 31 Progetto STEP (USA): Schema di principio dell'impianto a CO₂ supercritica per applicazioni solari

Per poter valutare le effettive prestazioni di tali cicli, sono stati finanziati diversi progetti sia negli Stati Uniti che in Europa. In particolare, l'impianto Supercritical Transformational Electric Power (STEP), sviluppato dallo Southwest Research Institute (SwRI), GTI Energy, GE Vernova in collaborazione con il Department of Energy (DOE) degli Stati Uniti, rappresenta una delle più avanzate iniziative per la validazione sperimentale della tecnologia in ciclo semplice Brayton a CO₂ supercritica (sCO₂). Questo impianto pilota, con una capacità di 10 MWe, è stato progettato per dimostrare l'efficienza e la flessibilità operativa del ciclo sCO₂ in applicazioni di generazione elettrica, con l'obiettivo di ridurre le dimensioni dei componenti, migliorare le prestazioni termodinamiche e favorire l'integrazione con fonti energetiche rinnovabili e nucleari [5-9].

Il pilot plant da 10 MWe, situato a San Antonio, Texas, ha completato con successo la fase 1 di test, dimostrando l'operabilità, l'efficienza e la maturità commerciale del ciclo sCO₂ in una configurazione recuperativa semplice. Durante i test, la turbina dell'impianto ha raggiunto la velocità di 27.000 RPM a 500°C, rispettando gli obiettivi previsti e confermando le prestazioni attese. Inoltre, ha prodotto 4 MWe di potenza sincronizzata alla rete, sufficienti ad alimentare circa 4.000 abitazioni, rappresentando così un traguardo significativo verso l'implementazione su scala industriale di questa tecnologia innovativa.

La turbina utilizzata è la stessa presente all'interno dell'SWRI, sviluppata con il supporto dell'U.S. Department of Energy Solar Energy Technologies Office degli Stati Uniti e realizzata in collaborazione con GE Vernova. È la turbina a sCO₂ operante alla temperatura più alta al mondo, che sarà successivamente integrata nell'impianto STEP Demo. Questa turbina da 10 MWe (delle dimensioni di una scrivania) vanta la più alta densità di potenza tra le turbine industriali, seconda solo alle turbopompe dello Space Shuttle. Progettata per resistere alle condizioni estreme degli impianti solari a concentrazione (CSP), è scalabile fino a 450 MWe e potrebbe aumentare l'efficienza delle centrali a combustibili fossili del 2-4%.

Recentemente, Energy Dome Srl [10] ha brevettato un ciclo per poter utilizzare la CO₂ come mezzo di accumulo (Figura 40). Brevemente, il concetto di base è simile a quello dei sistemi CAES adiabatici (Compressed Air Energy Storage), ma la soluzione proposta sembra essere meno costosa. In particolare, durante la fase di accumulo la potenza elettrica viene assorbita dalla rete per comprimere la CO₂ inizialmente accumulata in un serbatoio a pressione atmosferica. Dopo essere compresso il fluido viene raffreddato e accumulato in un serbatoio ad alta pressione e temperatura ambiente. Durante la fase di decumulo avviene il contrario. Per tale tipo di sistema è stato stimato preliminarmente un RTE (Round Trip Efficiency) fino a 76% [11], decisamente superiore a quanto riportato nello stato dell'arte per sistemi CSP dove la potenza in eccesso viene utilizzata per riscaldare i sali fusi quali mezzo di accumulo energetico (RTE <= 40%).

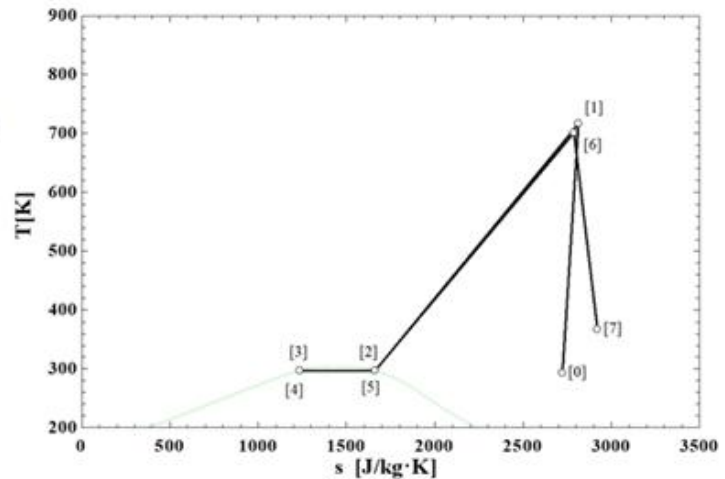
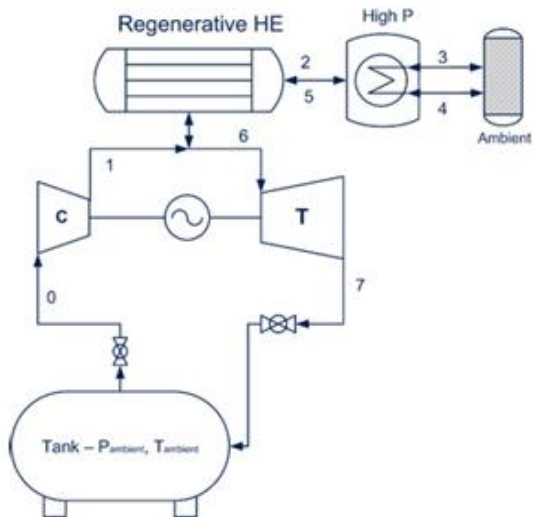


Figura 32 Schema di principio brevettato da Energy Dome Srl, 2019 e trasformazioni per le fasi di accumulo e decumulo riportati su diagramma T-S

Tuttavia, nonostante tali impianti, sulla carta, siano considerati molto promettenti, presentano una serie di aspetti problematici dal punto di vista tecnologico. In particolare, per impianti di taglia medio-piccola le turbomacchine possono trovarsi a lavorare in condizioni bi-fasiche (compressori) o con un fluido fortemente reale, condizioni transoniche o supersoniche, ad altissime pressioni ecc. Per questi tipi di impianti, tipicamente si considerano compressori radiali (es. impianti dimostratori europei e americani) e piccole turbine assiali multistadio che, tuttavia, sono ancora in fase di sviluppo [12, 13].

Bibliografia

- [1] Giovannelli A., Salvini C., Archilei E. M., Di Lorenzo G., Kasap K., Messina G., Analisi ai carichi parziali e analisi tecnico-economica di un ciclo a sCO₂ ibridizzato con sistemi di accumulo (2021), Report RdS/PTR(2021)/293
- [2] Crespi, F., Gavagnin, G., et al., Supercritical carbon dioxide cycles for power generation: A review (2017) Applied Energy, 195, pp. 152-183.
- [3] Turchi, C.S., Stekli, J., Bueno, P.C, Concentrating solar power (2017) Fundamentals and Applications of Supercritical Carbon Dioxide (SCO₂) Based Power Cycles, pp. 269-292.
- [4] Manzolini G., Binotti M., et al., CO₂ mixtures as innovative working fluid in power cycles applied to solar plants. Techno-economic assessment (2019) SOLAR ENERGY. Vol. 181, Pages 530-544
- [5] [STEP Demo pilot plant makes new breakthrough for sCO₂ power generation - SwRI - Press release](#)
- [6] [Development of an Ultra-High Efficiency Wide-Range - Brochure](#)
- [7] [Supercritical Carbon Dioxide Power Systems - SwRI - Press Release](#)
- [8] [A STEP closer to transformational electric power - GTI Energy - Press release](#)

[9] [SunShot U.S. DoE 10 MW sCO2 turbine](#)

[10] Spadacini, C.; Inventor (2020). Energy Storage Plant and Process. Italy, Milan. Patent WO 2020/039416 A2.

[11] Manzoni M., Patti A., et al., Adiabatic Compressed CO2 Energy Storage. 4th European sCO2 Conference for Energy Systems, March 22–26, 2021, Prague, Czech Republic

[12] Hacks A., Schuster S., et al., Turbomachine Design for Supercritical Carbon Dioxide Within the sCO2-HeRo.eu Project, (2018) Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 140 (12)

[13] Giovannelli A., Archilei E.M., et al., Design of power-blocks for medium-scale supercritical carbon dioxide plants, (2021) International Journal of Energy Research, 45 (1), pp. 355–378.