



Ricerca di Sistema elettrico

# Analisi ai carichi parziali e analisi tecnico-economica di un ciclo a sCO<sub>2</sub> ibridizzato con sistemi di accumulo

A. Giovannelli, C. Salvini, E. M. Archilei,  
G. Di Lorenzo, K. Kasap, G. Messina

## ANALISI AI CARICHI PARZIALI E ANALISI TECNICO-ECONOMICA DI UN CICLO A SCO<sub>2</sub> IBRIDIZZATO CON SISTEMI DI ACCUMULO

A. Giovannelli, C. Salvini, E. M. Archilei, G. Di Lorenzo, K. Kasap (Università degli studi ROMA TRE)  
G. Messina (ENEA)

Dicembre 2021

### Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021 - III annualità

Progetto: Tema 1.2 – Sistemi di accumulo, compresi power to gas, e relative interfacce con le reti

Work package: "Power to Gas" (P2G)

Linea di attività: LA3.302 *"Integrazione P2G/sistemi generazione elettrica alternativi: cicli a sCO<sub>2</sub> ibridizzati con sistemi di accumulo – analisi off-design e tecnico-economica"*

Responsabile del Progetto: Giulia Monteleone, ENEA

Responsabile del Work package: Eugenio Giacomazzi, ENEA

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione "Integrazione P2G e sistemi di generazione elettrica innovativi"

Responsabile scientifico ENEA: Dott. Giuseppe Messina

Responsabile scientifico Università degli studi ROMA TRE: Dott.ssa Ambra Giovannelli

## Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE.....	5
2 DIMENSIONAMENTO E ANALISI DELLE TURBOMACCHINE.....	8
3 ANALISI TECNO-ECONOMICA.....	16
4 CONCLUSIONI .....	17
5 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI .....	18

## Sommario

Durante la seconda annualità del PTR 2019-21, il Dipartimento di Tecnologie Energetiche di ENEA CR Casaccia aveva rivisitato lo schema di impianto a CO<sub>2</sub> supercritica per produzione di potenza elettrica ibridizzato con un accumulo di “freddo” integrando maggiormente le due sezioni di impianto.

Pertanto, nell’ambito delle attività WP3 – LA 3.32, il gruppo di ricerca del Dipartimento di Ingegneria Industriale, Elettronica e Meccanica dell’Università degli studi Roma Tre ha riprogettato e analizzato le macchine per il suddetto impianto, in quanto componenti critici per le prestazioni del sistema in condizioni nominali e off-design.

In particolare, sono stati nuovamente dimensionati e caratterizzati i compressori transcritico e supercritico e l’espansore, tenendo conto delle richieste d’impianto a carico nominale, di picco, di minimo tecnico e di accumulo. Come per la fase preliminare, si è proceduto al dimensionamento delle macchine utilizzando metodologie e modelli 1D e 2D sviluppati ad-hoc per turbomacchine radiali e assiali a CO<sub>2</sub> trans-critica e supercritica. Le migliori configurazioni sono state, poi, ottimizzate ed analizzate in condizioni nominali e fuori-progetto tramite metodi numerici tridimensionali ai volumi finiti. Le curve caratteristiche delle macchine sono state implementate da ENEA nel simulatore di impianto per poter fornire una più realistica analisi del sistema nelle condizioni fuori-progetto (LA3.31).

Inoltre, sulla base dello schema di impianto fornito da ENEA (attività LA3.31), sono stati valutati, in via preliminare, i costi capitale e operativi cumulativi.

## 1 Introduzione

Durante la precedente annualità, ENEA aveva ridefinito una possibile configurazione di ciclo per un impianto a CO<sub>2</sub> supercritica (di seguito sCO<sub>2</sub>) ibridizzato con un sistema di accumulo.

Il nuovo schema di impianto prevede due compressori, uno trans-critico ed un secondo supercritico, e un espansore. Tali componenti sono critici per il sistema, poiché le macchine presentano range di funzionamento ben diversi da quelli delle turbomacchine industriali presenti in commercio, alcune lavorano in prossimità delle condizioni di saturazione e complessivamente i rapporti di compressione/espansione sono quelli tipici di macchine transoniche.

Di seguito sono riportate le condizioni al contorno richieste dall'impianto alle macchine in assetto operativo nominale (NP), di picco (PP), di minimo tecnico (ML) e di accumulo (HP) in base a quanto trasmesso da ENEA [1]. In particolare, le tabelle riportano le condizioni termodinamiche e le portate massiche nelle stazioni principali (ingresso e uscita macchine) risultanti dall'analisi preliminare condotta da ENEA.

**Tabella I. Condizioni termodinamiche ingresso/uscita compressore supercritico nei quattro assetti operativi**

SUPERCritical COMPRESSOR																			
operating point	temperature - °C	pressure - bar	density - kg/m <sup>3</sup>	enthalpy kJ/kg	entropy - kJ/kg K	temperature - °C	pressure - bar	density - kg/m <sup>3</sup>	enthalpy kJ/kg	entropy - kJ/kg K	efficiency	temperature - °C	pressure - bar	density - kg/m <sup>3</sup>	enthalpy kJ/kg	entropy - kJ/kg K	work - kJ/kg	massflow - kg/s	power - kW
	T <sub>1</sub>	p <sub>1</sub>	rho <sub>1</sub>	h <sub>1</sub>	s <sub>1</sub>	T <sub>2s</sub>	p <sub>2s</sub>	rho <sub>2s</sub>	h <sub>2s</sub>	s <sub>2s</sub>	eta	T <sub>2</sub>	p <sub>2</sub>	rho <sub>2</sub>	h <sub>2</sub>	s <sub>2</sub>	h <sub>2-1</sub>	m	P
NP	35,0000	90,1000	662,8500	298,9100	1,3157	61,8220	243,2400	770,3900	320,0500	1,3157	0,8102	64,0460	243,2400	759,1100	325,0023	1,3304	26,0923	57,0000	1487,2624
PP	35,0000	90,1000	662,8500	298,9100	1,3157	61,8220	243,2400	770,3900	320,0500	1,3157	0,8102	64,0000	243,2400	759,1000	325,0023	1,3000	26,0923	57,0000	1487,2624
ML	35,0000	90,1000	662,8500	298,9100	1,3157	61,8220	243,2400	770,3900	320,0500	1,3157	0,8070	64,0920	243,2400	758,8700	325,1058	1,3307	26,1958	39,8700	1044,4260
HP																			

**Tabella II. Condizioni termodinamiche ingresso/uscita compressore trans-critico nei quattro assetti operativi**

TRANSCritical COMPRESSOR																			
operating point	temperature - °C	pressure - bar	density - kg/m <sup>3</sup>	enthalpy kJ/kg	entropy - kJ/kg K	temperature - °C	pressure - bar	density - kg/m <sup>3</sup>	enthalpy kJ/kg	entropy - kJ/kg K	efficiency	temperature - °C	pressure - bar	density - kg/m <sup>3</sup>	enthalpy kJ/kg	entropy - kJ/kg K	work - kJ/kg	massflow - kg/s	power - kW
	T <sub>1</sub>	p <sub>1</sub>	rho <sub>1</sub>	h <sub>1</sub>	s <sub>1</sub>	T <sub>2s</sub>	p <sub>2s</sub>	rho <sub>2s</sub>	h <sub>2s</sub>	s <sub>2s</sub>	eta	T <sub>2</sub>	p <sub>2</sub>	rho <sub>2</sub>	h <sub>2</sub>	s <sub>2</sub>	h <sub>2-1</sub>	m	P
NP	34,7000	29,1000	58,4240	486,5600	2,0652	129,4500	91,0000	142,5100	550,8900	2,0652	0,8152	141,0600	91,0000	135,4800	565,4732	2,1009	78,9132	57,0000	4498,0496
PP																			
ML	32,1000	29,1000	59,2600	483,6500	2,0557	126,4800	91,0000	144,4900	547,0800	2,0557	0,8126	138,0300	91,0000	137,2200	561,7081	2,0918	78,0581	89,6000	6994,0044
HP	30,0000	29,1000	59,9610	481,2800	2,0479	124,0700	91,0000	146,1500	543,9700	2,0479	0,7952	136,7600	91,0000	137,9700	560,1155	2,0879	78,8355	89,6000	7063,6620

**Tabella III. Condizioni termodinamiche ingresso/uscita espansore nei quattro assetti operativi**

EXPANDER																			
operating point	temperature - °C	pressure - bar	density - kg/m <sup>3</sup>	enthalpy kJ/kg	entropy - kJ/kg K	temperature - °C	pressure - bar	density - kg/m <sup>3</sup>	enthalpy kJ/kg	entropy - kJ/kg K	efficiency	temperature - °C	pressure - bar	density - kg/m <sup>3</sup>	enthalpy kJ/kg	entropy - kJ/kg K	work - kJ/kg	massflow - kg/s	power - kW
	T <sub>1</sub>	p <sub>1</sub>	rho <sub>1</sub>	h <sub>1</sub>	s <sub>1</sub>	T <sub>2s</sub>	p <sub>2s</sub>	rho <sub>2s</sub>	h <sub>2s</sub>	s <sub>2s</sub>	eta	T <sub>2</sub>	p <sub>2</sub>	rho <sub>2</sub>	h <sub>2</sub>	s <sub>2</sub>	h <sub>2-1</sub>	m	P
NP	522,0000	233,6100	149,8200	997,9000	2,6646	276,5300	30,0000	29,2700	738,9500	2,6646	0,8843	304,2100	30,0000	27,7720	768,9105	2,7178	-228,9895	57,0000	-13052,4006
PP	522,0000	233,6100	149,8200	997,9000	2,6646	311,8400	42,0000	38,4620	774,5500	2,6646	0,8790	336,2400	42,0000	36,8020	801,5754	2,7099	-196,3247	57,0000	-11190,5051
ML	522,0000	233,6100	149,8200	997,9000	2,6646	276,5300	30,0000	29,2700	738,9500	2,6646	0,8745	306,5300	30,0000	27,6530	771,4500	2,7222	-226,4500	39,8700	-9028,5615
HP																			

- NP – Le turbomacchine sono tutte operative ed elaborano la stessa portata in massa. Il compressore trans-critico elabora il 70% (57 kg/s) della sua portata massica nominale (nominale ≈ 81.5 kg/s), mentre l'espansore e il compressore super-critico elaborano il 100% della rispettiva

portata massica nominale (nominale = 57 kg/s). La contropressione allo scarico dell'espansore è pari a 30 bar.

- PP – Il compressore super-critico e l'espansore sono operativi ed elaborano la portata massica nominale (nominale = 57 kg/s), il compressore trans-critico non è operativo. La contropressione allo scarico dell'espansore è pari a 42 bar.
- ML - Il compressore super-critico e l'espansore sono operativi ed elaborano il 70% ( $\approx 39.9$  kg/s) della rispettiva portata massica nominale (nominale = 57 kg/s), mentre il compressore trans-critico elabora il 110% ( $\approx 89.6$  kg/s) della sua portata massica nominale (nominale  $\approx 81.5$  kg/s). La contropressione allo scarico dell'espansore è pari a 30 bar.
- HP – Il compressore super-critico e l'espansore non sono operativi, mentre il compressore trans-critico elabora il 110% ( $\approx 89.6$  kg/s) della sua portata massica nominale (nominale  $\approx 81.5$  kg/s).

A partire da tali specifiche, sono stati effettuati i dimensionamenti preliminari delle tre macchine. In particolare, nel Capitolo successivo sono riportate le metodologie utilizzate per i dimensionamenti 1D/2D e i modelli selezionati o implementati nel software commerciale ANSYS-CFX per l'analisi termofluidodinamica numerica tridimensionale e il miglioramento delle geometrie inizialmente proposte. Inoltre, sono riportati e discussi i principali risultati.

## 2 Dimensionamento e analisi delle turbomacchine

La procedura di dimensionamento adottata è riportata in dettaglio nel rapporto tecnico della precedente annualità (LA 3.30) [2].

Per quanto riguarda i modelli utilizzati nel dimensionamento e analisi dei compressori centrifughi, si è fatto riferimento a quanto messo a punto dal gruppo di ricerca di Roma Tre durante il PAR 2015-19 [3] e la precedente annualità [2].

Per l'analisi CFD di dettaglio delle macchine è stato utilizzato il software commerciale ANSYS -CFX.

L'obiettivo dell'analisi CFD tridimensionale era la valutazione delle prestazioni complessive dell'intera macchina, pertanto lo studio è stato condotto in condizioni quasi-stazionarie. Per ridurre i tempi di calcolo è stata sfruttata la simmetria radiale della macchina effettuando le simulazioni su un numero limitato di canali.

### Compressori centrifughi multi-stadio

La griglia di calcolo utilizzata è strutturata, di tipo H-O-H, e monitorata secondo i principali parametri di qualità (*face angle* minimo e massimo, *edge length ratio*, *element volume size*). È stato utilizzato un "multiple frame approach", ovvero il flusso è stato considerato stazionario nel sistema di riferimento relativo per le giranti, assoluto per tutti gli altri componenti della macchina. Per i sotto-domini in rotazione (non inerziali) si considerano automaticamente alcuni termini fittizi come le forze centrifughe e di Coriolis all'interno dell'equazione di conservazione della quantità di moto. L'accoppiamento tra sotto-domini adiacenti è stato trattato tramite il modello "frozen rotor".

Per ogni caso è stata condotta una analisi preliminare di indipendenza dei risultati dalla griglia di calcolo, infittendo la *mesh* solo se necessario.

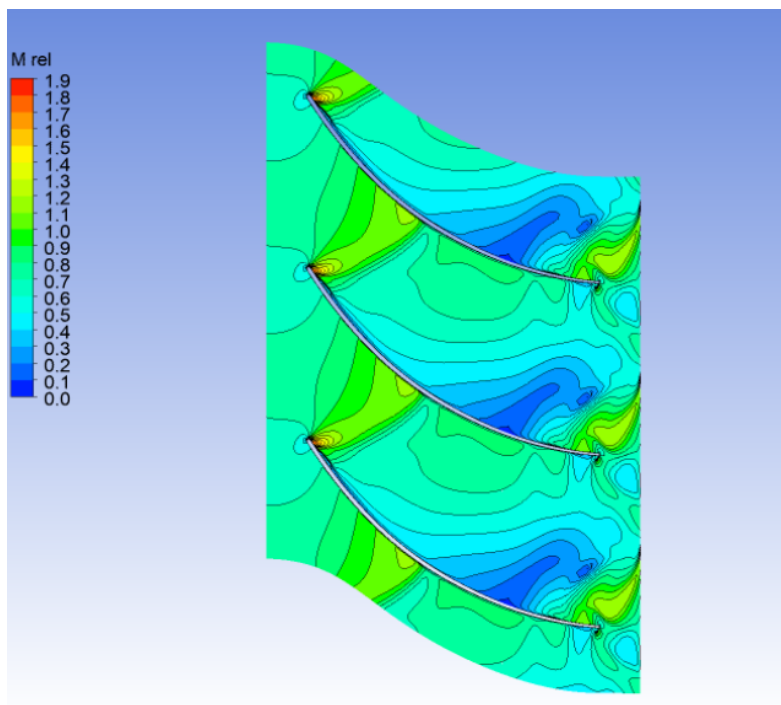
Per la discretizzazione delle equazioni di Navier-Stokes è stato selezionato un *high-resolution advection scheme*, mentre come modello di turbolenza è stato utilizzato il modello SST (Shear Stress Transport) ritenuto più adatto, rispetto ad altri modelli RANS, per la fluidodinamica dei compressori centrifughi. Per le proprietà termo-fluidodinamiche della CO<sub>2</sub> sono state implementate le informazioni del database di Refprop v10 poiché entrambi i compressori centrifughi potevano presentare localmente, nella zona di imbocco, condizioni bi-fasiche. Pertanto, è stato adottato un approccio Eulero/Eulero che considera la miscela bi-fasica come omogenea tramite grandezze termodinamiche complessive e tiene in conto il cambio di fase nelle equazioni di Navier-Stokes tramite termini aggiuntivi fittizi per il trasferimento di massa da una fase all'altra.

Per verificare la convergenza delle simulazioni, sono stati considerati ammissibili residui normalizzati inferiori almeno a  $10^{-4}$ .

Le perdite volumetriche e meccaniche sono state valutate a parte e integrate con i risultati delle simulazioni fluidodinamiche.

Sia il compressore trans-critico che supercritico hanno evidenziato fenomeni di choking anticipato nell'analisi CFD in condizioni nominali. Per spiegare quanto evidenziato si fa riferimento alla figura 1, dove sono riportati i contour iso-Mach sul piano interpalare (linea-media) relativi al primo stadio.

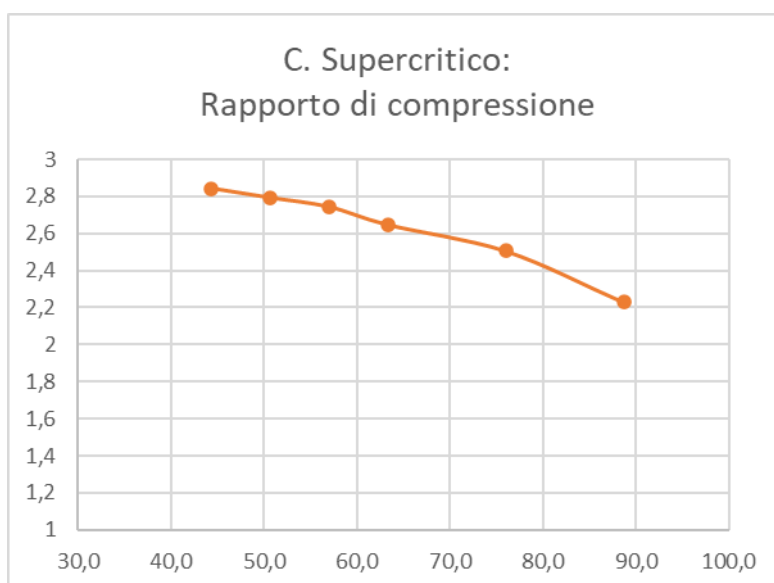
Nonostante i dimensionamenti preliminari avessero escluso la presenza di flusso supersonico, le simulazioni fluidodinamiche numeriche di dettaglio riportano una forte accelerazione del flusso nella zona di imbocco ed evidenziano un urto retto da intradosso ad estradosso palare prima del gomito. Ciò modifica nettamente le condizioni fluidodinamiche a valle, rispetto quanto previsto in fase di dimensionamento preliminare delle giranti ed inficia in modo evidente le prestazioni dei singoli stadi e delle macchine in generale.



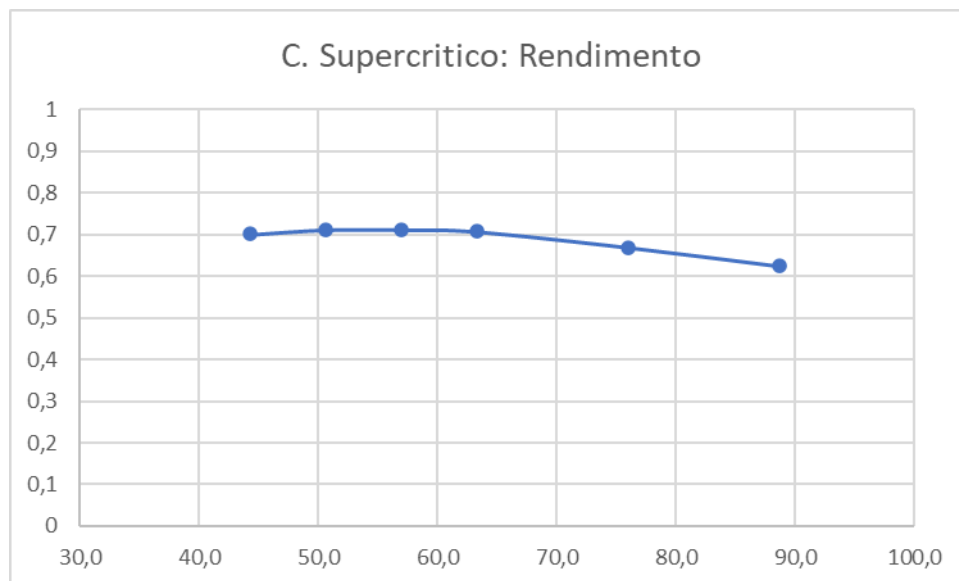
**Figura 1. Compressore trans-critico I stadio: Linee iso-Mach relative al piano interpalare linea-media in condizioni nominali**

Per poter ovviare il problema, è stato necessario incrementare il numero di stadi di entrambi i compressori e procedere ad un nuovo design delle macchine. In particolare, il numero di stadi di entrambi i compressori sono stati portati da due a tre. Si ritiene che, per poter incrementare la regolabilità delle macchine, si potrebbe optare per l'adozione di VIGV per ogni stadio e rendere il primo stadio o l'intera macchina a numero di giri variabile.

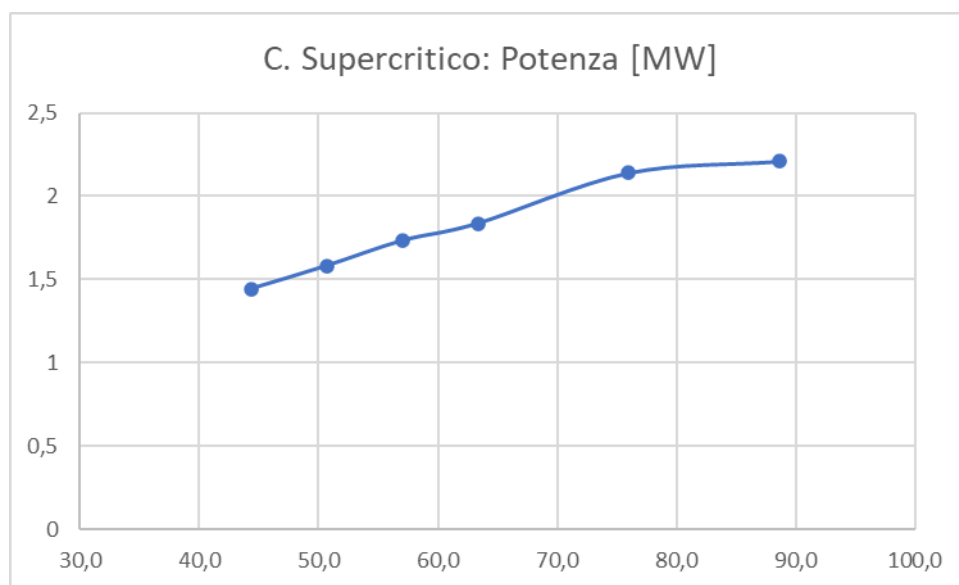
Di seguito si riportano le curve caratteristiche delle due macchine (a numero di giri nominale) per la loro configurazione finale (tre stadi).



**Figura 2. Compressore supercritico: rapporto di compressione in funzione della portata massica elaborata (portata espressa in kg/s)**



**Figura 3. Compressore supercritico: rendimento in funzione della portata massica elaborata (portata espressa in kg/s)**



**Figura 4. Compressore supercritico: potenza complessiva in funzione della portata massica elaborata (portata espressa in kg/s)**

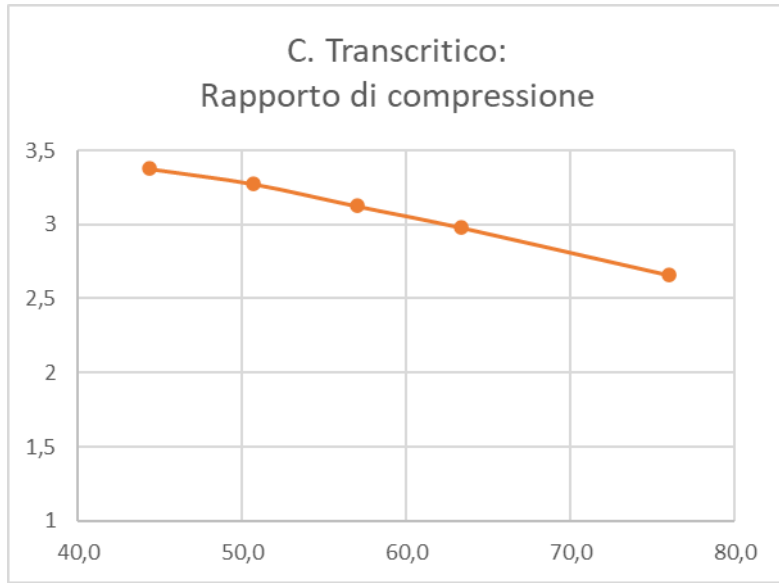


Figura 5. Compressore trans-critico: rapporto di compressione in funzione della portata massica elaborata (portata espressa in kg/s)

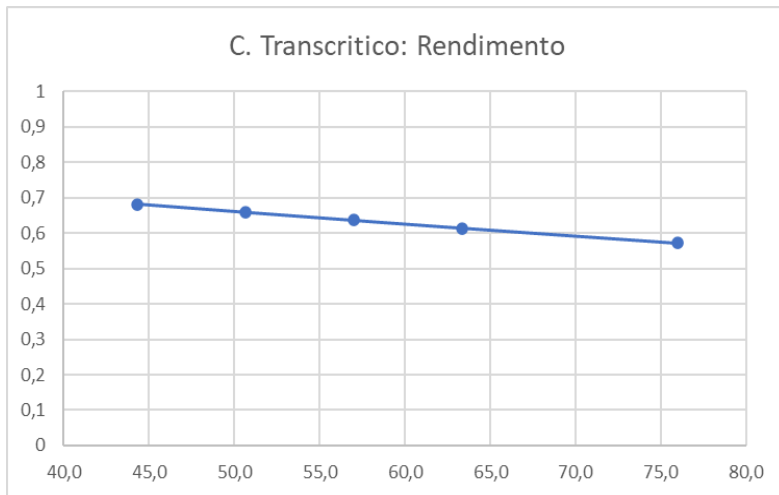
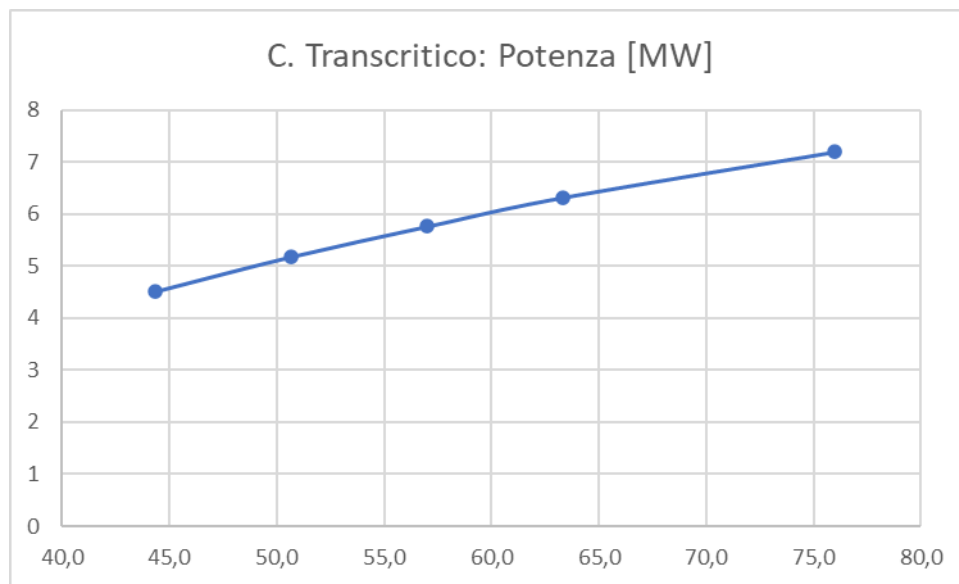


Figura 6. Compressore transcritico: rendimento in funzione della portata massica elaborata (portata espressa in kg/s)



**Figura 7. Compressore transcritico: potenza complessiva in funzione della portata massica elaborata (portata espressa in kg/s)**

Espansore assiale multi-stadio

I modelli scelti per effettuare le analisi risultano essere un compromesso tra accuratezza nella stima delle prestazioni della macchina e riduzione dei tempi di calcolo: è stato scelto un regime stazionario per le simulazioni ed è stato incluso solo un canale interpalare per ogni schiera palettata, modellando l'interfaccia tra le schiere tramite il modello "frozen rotor" e sfruttando la simmetria assiale della macchina.

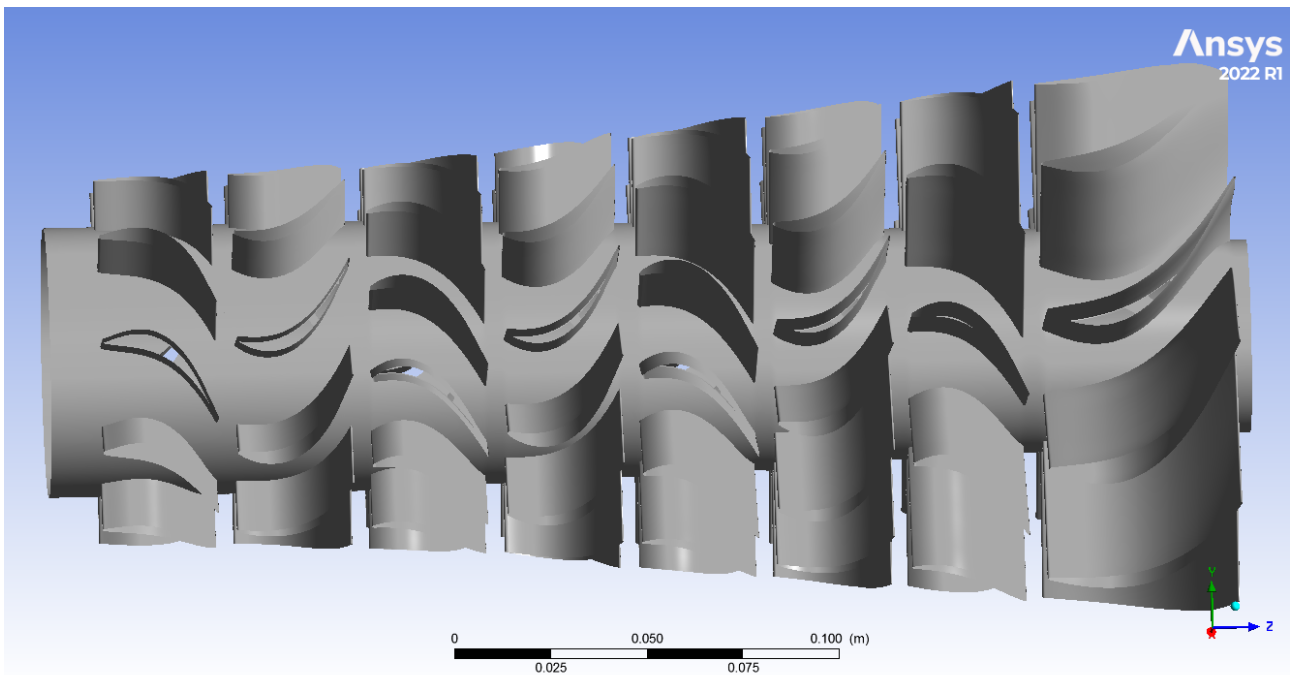
È stato selezionato il modello di Aungier-Redlich-Kwong per il fluido e un k-ε come modello di turbolenza. Una griglia strutturata del tipo HOH è stata impiegata per la discretizzazione spaziale del dominio computazionale, con un numero di nodi pari a circa 150 000 per ogni schiera. L'indipendenza dalla griglia è stata verificata tramite il confronto con i risultati ottenuti per i singoli stadi, analizzati con mesh più fitte. I parametri concernenti la qualità della mesh (ortogonalità, aspect ratio, asimmetria, ..) sono stati verificati e rientrano nei limiti adeguati per una mesh di buona qualità.

La configurazione definitiva presenta quattro stadi assiali. I rotori sono nastrati per ridurre le perdite all'apice palare. Nella tabella VIII sono riportati i dettagli relativi al dimensionamento alla linea media, mentre in figura 8 si riporta la geometria complessiva della macchina. I profili palari sono stati ottimizzati per la macchina multistadio e non facendo riferimento alle prestazioni del singolo stadio.

**Tabella IV. Risultati dimensionamento preliminare espansore assiale**

			D <sub>interno</sub> [mm]	D <sub>esterno</sub> [mm]	β <sub>mean-line</sub> *	α <sub>mean-line</sub> *
		Sez 1	70	96		0
R1	S1	Sez 2	70	98	24	65
		Sez 3	70	100	64	24
		Sez 4	68	104	23	62
R2	S2	Sez 5	66	113	64	23
		Sez 6	64	120	18	62
R3	S3	Sez 7	60	128	64	18
		Sez 8	58	136	5	63
R4	S4	Sez 9	50	144	60	

\*rispetto alla direzione meridiana (convenzione Ansys)



**Figura 8. Geometria complessiva dell'espansore**

Dalle simulazioni numeriche effettuate non sono state riscontrate evidenti criticità. Come si evince dalla figura 9 che riporta le condizioni di efflusso in condizioni nominali. Il flusso risulta essere subsonico, leggermente transonico uscita rotore del terzo stadio. Complessivamente il flusso non presenta evidenti distacchi.

Nelle figure 10-12 sono riportate le caratteristiche della macchina a numero di giri nominale: rapporto di espansione, rendimento e potenza interni al variare della portata massica. In condizioni nominali il rendimento isentropico è pari a 94%.

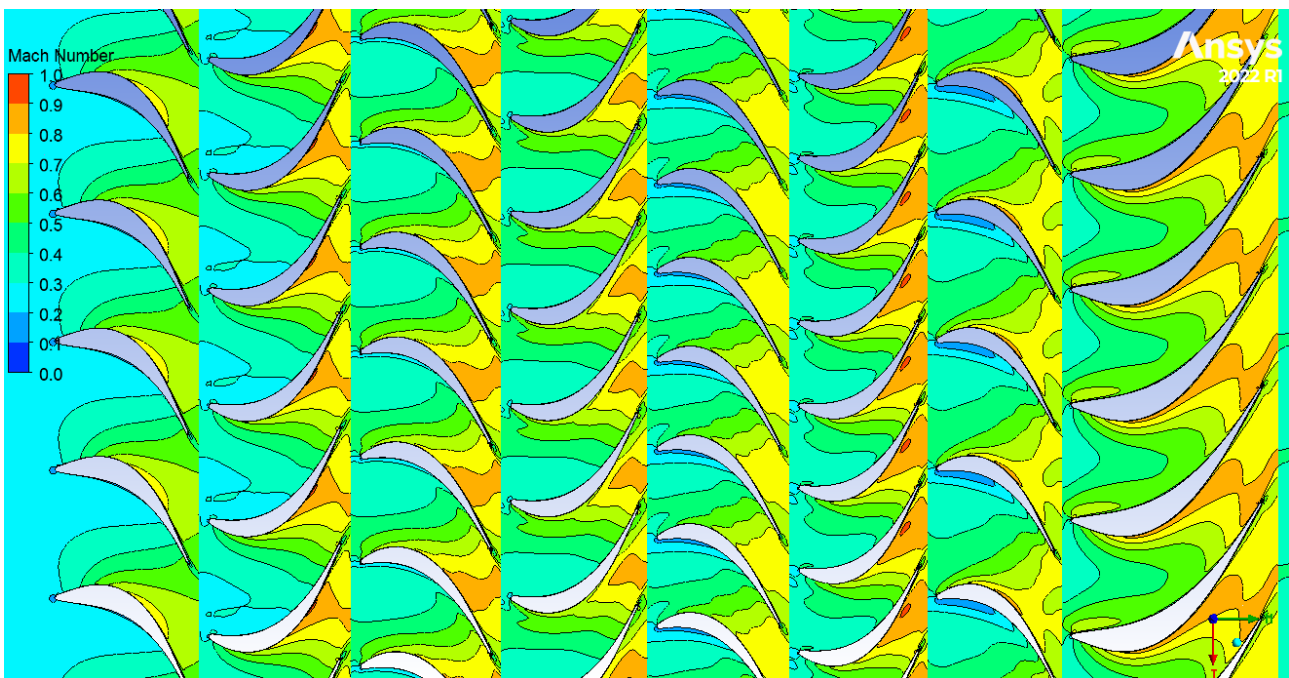


Figura 9. Linee iso-Mach piano interpolare (linea media) per le condizioni di efflusso nominali (45000 rpm)

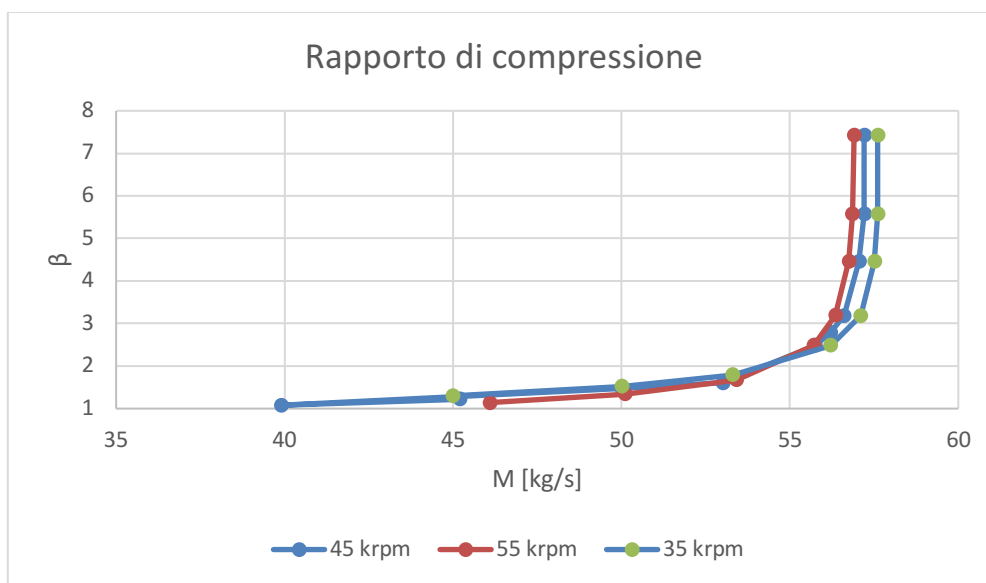


Figura 10. Curve caratteristiche rapporto di espansione-portata massica per tre numeri di giri

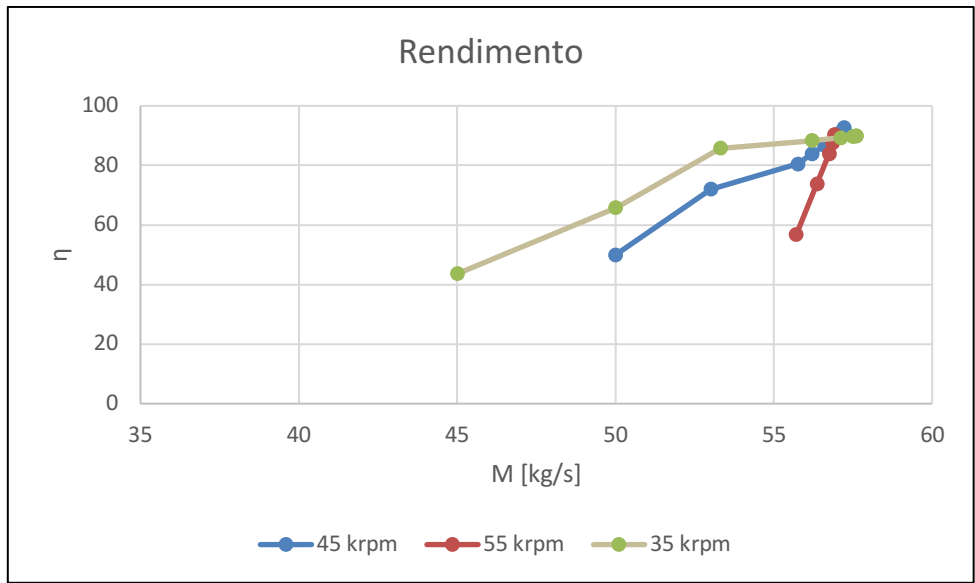


Figura 11. Curve caratteristiche rendimento adiabatico-portata massica per tre numeri di giri

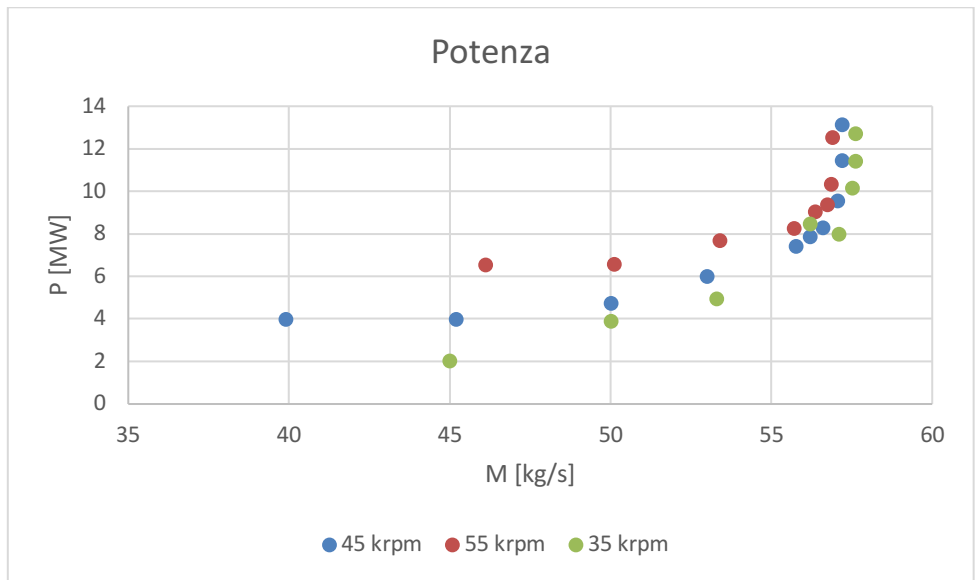


Figura 12. Curva caratteristica potenza interna-portata massica per numero di giri nominale

### 3 Analisi tecno-economica

Per iniziare ad impostare l'analisi tecno-economica di impianto è necessario poter valutare CAPEX, OPEX e il potenziale fatturato dell'impianto. Nel presente capitolo si procede con la valutazione dei costi capitale e quelli operativi. Per ottenere i flussi di cassa annuali, tuttavia, sarà necessario conoscere come si prevede di esercire l'impianto: tale argomento sarà valutato da ENEA nel rapporto tecnico di terza annualità.

I costi d'impianto sono stati valutati come connessi ai soli componenti d'impianto (altri costi associati ad altre strutture o all'acquisto del terreno non sono considerati). In particolare, ci si è riferiti a quanto riportato in letteratura per i principali componenti [4-8].

Per le turbomacchine, il costo viene correlato alla portata massica elaborata, al rapporto di compressione e al rendimento dei componenti secondo le seguenti formule:

- Compressore  $C_{compr} = \frac{71,1 m}{0,9-\eta_c} \beta \ln \beta$
- Turbina  $C_{turb} = \frac{479,34 m}{0,92-\eta_e} \beta (1 + e^{0,036 T_{IT}^{-54,4}})$

Considerando la portata massica  $m$  in kg/s e la temperatura di ingresso turbina ( $T_{IT}$ ) espressa in Kelvin.

- Generatore elettrico  $C_{gen} = 60 Pe^{0,95}$
- Scambiatori di calore  $C_{HE} = \gamma UA$

Dove  $\gamma$  è un coefficiente che dipende dal tipo di scambiatore e il prodotto  $UA$  è il coefficiente di scambio termico globale e  $A$  la superficie di scambio termico. In particolare

La somma dei costi relativi ai componenti sarà maggiorata del 30% per tener conto dei costi di installazione e degli ausiliari.

I costi operativi possono essere valutati preliminarmente considerando la seguente relazione:

$$Com k = Pe [com (1 + er)^k]$$

Dove  $Pe$  espressa in kW è la potenza netta nominale dall'impianto,  $com$  [\$/kW] sono i costi operativi riferiti all'unità di potenza installata ed  $e_r$  è un coefficiente di scala per tener conto del deterioramento progressivo dell'impianto, assunto pari a 0.03.

In base ai modelli adottati, i costi capitale complessivi sono circa 14 M€, ai quali vanno aggiunti 0,4 M€ che rappresentano una stima preliminare dei costi operativi cumulativi relativi a vent'anni di vita dell'impianto. La valutazione è stata effettuata considerando il seguente cambio valuta: 1 dollaro statunitense= 0,93 euro. I tempi di ritorno dell'investimento dipenderanno fortemente dalla modalità di esercizio dell'impianto. L'ibridizzazione con il sistema di storage freddo, infatti, permette di disaccoppiare la produzione di potenza elettrica dalla sua immissione in rete. Nel rapporto [9], è riportata l'analisi del mercato elettrico italiano riferita agli ultimi anni (2016-2020), articolata in base al mercato del giorno prima (MGP) e al Mercato per il Servizio di Dispacciamento (MSD). Sulla base di tali dati potranno essere formulati scenari plausibili di esercizio dell'impianto con cui valutare preliminarmente i flussi di cassa e i tempi di ritorno dell'investimento.

## 4 Conclusioni

Nel presente rapporto tecnico sono stati presentati i risultati relativi al dimensionamento di tutte le macchine relative ai turbo-gruppi di potenza e della sezione di accumulo di un ciclo a CO<sub>2</sub> supercritica sviluppato da ENEA nella precedente annualità. Tali macchine sono state individuate quali potenziali componenti d'impianto critici e, pertanto, dimensionate ed analizzate dapprima alla linea media e, in seguito, tridimensionalmente tramite metodi CFD. In base al campo di moto di dettaglio evidenziato nei canali principali delle macchine, ove possibile, le geometrie di partenza sono state migliorate per avvicinare le prestazioni a quanto richiesto dall'impianto e incrementare il rendimento dei singoli componenti.

Tuttavia, sono state evidenziate evidenti criticità ineliminabili per quanto attiene ai compressori centrifughi dei due turbo-gruppi: fenomeni di transonicità/supersonicità in entrambe le macchine operatrici ed il funzionamento nel campo bi-fasico per il compressore della sezione di accumulo, fanno sì che entrambe le macchine non siano atte a soddisfare quanto richiesto nella preliminare analisi d'impianto. Pertanto, sulla base dell'esperienza maturata durante la seconda annualità, si procederà a rivisitare il layout di sistema nel suo complesso per tener conto dei limiti evidenziati dalle macchine analizzate.

Inoltre, sono stati valutati in via preliminare i costi capitale e operativi dell'impianto. Tali costi saranno utilizzati per valutare i flussi di cassa e i tempi di ritorno dell'investimento sulla base di scenari di richiesta elettrica nel mercato italiano.

## 5 Riferimenti bibliografici

1. G. Messina, "Definizione preliminare dei turbo-gruppi per il ciclo di potenza a s-CO<sub>2</sub> ibridizzato con una pompa di calore", Rapporto Tecnico RdS-PTR2019-135, 2020
2. A. Giovannelli, C. Salvini, E.M. Archilei, G. Messina, "Progettazione preliminare di un ciclo a sCO<sub>2</sub> ibridizzato con un sistema di accumulo freddo", Rapporto tecnico RdS/PTR2020/214, 2020
3. A. Giovannelli, C. Salvini, E.M. Archilei, G. Messina, "Design termo-fluidodinamico di turbomacchine operanti a CO<sub>2</sub> supercritica, Rapporto tecnico RdS/PAR2016
4. Marchionni M., Bianchi G., Tassou S. A., Techno-economic assessment of Joule-Brayton cycle architectures for heat to power conversion from high-grade heat sources using CO<sub>2</sub> in the supercritical state, *Energy*, 2018; 48:1140-1152.
5. Hadi Ghaebi, Majid Amidpour, Shervin Karimkashi and Omid Rezayan Energy, exergy and thermoeconomic analysis of a combined cooling, heating and power (CCHP) system with gas turbine prime mover, *International Journal of Energy Research*, 2011; 35:697-709.
6. Eder Darwin Sánchez Villafana, Juan Pablo Vargas Machuca Bueno, Thermoeconomic and environmental analysis and optimization of the supercritical CO<sub>2</sub> cycle integration in a simple cycle power plant, *Energy*, 2019; 152, 1-12.
7. Wang X., Yang Y., Zheng Y., Dai Y., Exergy and exergoeconomic analyses of a supercritical CO<sub>2</sub> cycle for a cogeneration application, *Energy*, 2017; 119, 971-982.
8. Wright S. A., Davidson C. S., Scammel W. O., Thermo-Economic Analysis of Four sCO<sub>2</sub> Waste Heat Recovery Power Systems, proceedings of the ASME Paper, 5th International Symposium - Supercritical CO<sub>2</sub> Power Cycles.
9. G. Messina, G. Di Lorenzo, comunicazione interna, versione definitiva 21/02/2022

## Curriculum del gruppo di lavoro

### **Ambra Giovannelli**

SCOPUS Author ID: 22934006800

Ricercatrice a Tempo Indeterminato nel SSD ING-IND/08 Macchine a fluido, presso in Dipartimento di Ingegneria dell'Università degli studi Roma Tre. Ha conseguito l'abilitazione per il ruolo di Professore Associato nel medesimo settore scientifico nel 2020. E' Professore Aggregato di Turbomacchine dal 2007 per il corso di laurea magistrale in Ingegneria Meccanica e, dal 2015, docente di Termodinamica e Fluidodinamica applicate alle Macchine per il corso di laurea triennale in Ingegneria Meccanica.

Svolge attività di ricerca nei seguenti campi:

- sviluppo di turbomacchine radiali per fluidi non convenzionali (CO<sub>2</sub>, fluidi organici, refrigeranti);
- turbine a gas alimentate con gas di sintesi, con radiazione solare concentrata e ibride;
- risparmio energetico in impianti per la produzione di freddo;
- apparati solari ad alta temperatura (concentratori e reattori solari);
- sistemi di accumulo termico a cambiamento di fase;
- sistemi di accumulo ad aria compressa (CAES);
- impianti per produzione di idrogeno per via termochimica da fonte solare e nucleare;
- ottimizzazione della gestione di parchi di centrali nel mercato libero dell'energia.

Autrice di circa 50 pubblicazioni indicizzate (riviste, capitoli di libro, proceedings a congressi internazionali)

Revisore per numerose riviste internazionali di settore e membro dell'Editorial Board della rivista internazionale "Processes" ISSN 2227-9717.

Affiliata alle seguenti Associazioni di settore nazionali ed Internazionali: ASME (American Society of Mechanical Engineers), IEC (International Electrotechnical Commission), ISES (International Solar Energy Society), ETN (European Turbine Network) e AIMSEA (Associazione Italiana delle Macchine a Fluido e dei Sistemi per l'Energia e l'Ambiente).

Vincitrice dei seguenti premi:

- Migliore presentazione nella sezione "Energy": 7th International Conference on Energy and Environment Research, ICEER 2020, Porto, Portugal 14-18 September 2020 – Paper: "Techno-economic analysis of a sCO<sub>2</sub> Power Plant for Waste Heat Recovery in Steel Industry"
- Migliore presentazione: 4th International Conference on Energy and Environment Research, ICEER 2017, Porto, Portugal 20 July 2017 – Paper: "Development of a Solar Cavity Receiver with a Short-Term Storage System"

### **Coriolano Salvini**

Professore Associato nel settore scientifico disciplinare ING-IND/09 (Sistemi per l'Energia e l'Ambiente) presso il Dipartimento di Ingegneria dell'Università degli Studi ROMA TRE. Docente di "Macchine a fluido" e "Progetto di Macchine" per il corso di laurea magistrale in Ingegneria Meccanica.

Dal 1990 le sue attività di ricerca hanno avuto come oggetto la progettazione, l'analisi del comportamento ai carichi parziali, la gestione ottimale e l'analisi tecno-economica di sistemi energetici complessi. Le principali attività di ricerca sono di seguito elencate:

- Sviluppo di modelli e metodologie per il progetto, analisi e gestione ottimale di impianti per la produzione di potenza elettrica tradizionali (impianti a vapore, turbine a gas, impianti combinati

gas vapore, impianti cogenerativi) e di concezione avanzata (impianti combinati gas-vapore ad alimentazione ibrida gas naturale-carbone con combustione del carbone in letto fluidizzato in pressione, impianti combinati con gassificazione del carbone integrata e rimozione della CO<sub>2</sub>);

- Progetto e analisi tecno economica di impianti per la produzione di idrogeno basati sul ciclo termo-chimico zolfo-iodio alimentati da fonte nucleare e solare. Le attività hanno riguardato la definizione di processi ad alta efficienza, lo sviluppo soluzioni innovative per componenti cruciali dell'impianto (reattori scambiatori di calore per recuperi termici interni di concezione innovativa), ottimizzazione del layout di impianto finalizzata alla minimizzazione del costo di produzione dell'idrogeno;
- Progettazione ed analisi tecno-economica di sistemi CAES (Compressed Air Energy Storage) di scala medio-piccola equipaggiati con serbatoi artificiali per lo stoccaggio dell'aria compressa;
- Progetto e analisi di impianti a CO<sub>2</sub> supercritica per produzione di potenza: ottimizzazione del layout di impianto, dimensionamento e stima dei costi dei componenti.

Le suddette attività di ricerca sono state svolte principalmente nell'ambito di progetti di ricerca europei e nazionali. I risultati sono stati presentati su circa 40 pubblicazioni scientifiche.

### **Erika Maria Archilei**

Tecnico a tempo indeterminato presso il Dipartimento di Ingegneria dell'Università degli Studi ROMA TRE dal 2012, ha conseguito il titolo di dottore di ricerca presso il medesimo Ateneo nel 2017.

Svolge attività di ricerca principalmente nell'ambito delle macchine a fluido e apparecchiature di scambio termico per impianti di potenza e industriali operanti con fluidi non convenzionali. In particolare, tali attività sono state svolte nell'ambito di progetti europei e nazionali su:

- Sistemi di recupero interno di potenza in impianti criogenici di taglia industriale
- Impianti a concentrazione solare per produzione elettrica su piccola scala
- Turbomacchine a CO<sub>2</sub> supercritica

Il contributo a tali attività ha riguardato principalmente l'analisi e l'ottimizzazione di turbomacchine e apparecchiature di scambio termico tramite codici di calcolo ai volumi finiti di termo-fluidodinamica computazionale e la messa a punto di prove sperimentali per la verifica prestazionale dei prototipi.

Il **gruppo di ricerca** ha partecipato a Progetti in ambito Nazionale e Internazionale collaborando con numerosi Centri di Ricerca, Università e Aziende del settore. In particolare, con riferimento agli ultimi anni si ricordano:

- EU, HORIZON 2020, 2021-2024 "CO<sub>2</sub>OLHEAT: CO<sub>2</sub>OLHEAT- "Supercritical CO<sub>2</sub> power cycles demonstration in Operational Environment Locally valorising industrial Waste Heat"
- Piano Triennale per la ricerca nell'ambito del Sistema Elettrico Nazionale PTR 2015-2017: "Tecnologie Avanzate per la Compressione e il Trasporto della CO<sub>2</sub> allo Stato Supercritico" (2016), "Design termo-fluidodinamico di turbomacchine operanti con S-CO<sub>2</sub>" (2017), "Studi teorici e modellistici per la progettazione di turbomacchine per sistemi di potenza a sCO<sub>2</sub>" (2018), "Design termofluidodinamico di sistemi di pompaggio a sCO<sub>2</sub>"(2019).
- EU, FP7-308952, 2013-17 "OMSoP – Optimized Microturbine Solar Power System";
- MATTM, Progetto Nazionale, 2011-2013 "Cold Energy - Sviluppo di un impianto per produzione del freddo criogenico mediante rigenerazione e sviluppo del gruppo scambiatore-espansore-compressore (SEC)";
- EU-FP7 LEONARDO, 2010-1012, "GoGreen-Green Business is Smart Business";
- EU, FP7-239349, 2009-2013 "H<sub>2</sub>-IGCC, Low emission gas turbine for hydrogen-rich syngas";
- MIUR, Progetto Nazionale, 2005 – 2008: "TEPSI - TECnologie e Processi innovativi per affrontare la transizione e preparare il futuro del Sistema Idrogeno";
- EU, FP6-502704, 2004-2007, STREP, "HYTECH Hydrogen THERmochemical Cycles".