



Ricerca di Sistema elettrico

Studi teorici e modellistici per la progettazione di turbomacchine per sistemi di potenza a S-CO₂

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

DESIGN TERMO FLUIDODINAMICO DI SISTEMI DI POTENZA A S-CO₂

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

Dicembre 2018

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Piano Trimestrale di Realizzazione 2018

Ara: Generazione di energia con basse emissioni di carbonio

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

Parte A1 – Tecnologie per impiantistica energetica "low carbon"

Obiettivo: A.2 – Cicli a CO₂ supercritica

Task 1: 'Design' termo-fluidodinamico e analisi tecnico economica di sistemi di di potenza a s-CO₂

Responsabile del Progetto: Franca Rita Picchia, ENEA

Indice

SOMMARIO.....	4
1 TURBO-GRUPPO DI RIFERIMENTO PER IL CICLO DI POTENZA	5
2 MODIFICHE DEL COMPRESSORE MC.....	7
3 CONFIGURAZIONI ALTERNATIVE DEL TURBO-GRUPPO DI POTENZA	10
4 MOMENTI DI INERZIA DEI COMPONENTI DEL TURBO-GRUPPO	16
5 CONCLUSIONI.....	19
6 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	20

Sommario

ENEA, insieme al gruppo ricerca del Dipartimento di Ingegneria dell'Università degli studi "Roma Tre", ha focalizzato l'attenzione su alcuni aspetti di carattere teorico e tecnico rimasti ancora aperti rispetto alle attività svolte fino a Settembre 2018 nell'ambito dei Piani Annuali di Realizzazione 2015-2017. In particolare, era stata evidenziata la necessità di modificare il dimensionamento preliminare dei compressori operanti nelle condizioni trans-critiche (compressore principale per il turbo-gruppo di potenza e compressore per il turbo-gruppo di compressione della CO₂), poiché l'elevata formazione di liquido all'interno dei canali della girante non consentirebbe un idoneo funzionamento delle macchine. Pertanto, nel presente rapporto tecnico sono riportate e discusse alcune configurazioni alternative del turbo-gruppo di potenza, volte alla riduzione delle velocità di efflusso nel compressore principale.

Inoltre, si è proceduto alla valutazione in forma semplificata del momento di inerzia delle turbomacchine già dimensionate ed analizzate ai carichi parziali durante le annualità precedenti. Tale valutazione risulta utile per la stima preliminare del comportamento dinamico di tutte le macchine appartenenti alle famiglie di quelle analizzate.

1 Turbo-gruppo di riferimento per il ciclo di potenza

Il turbo-gruppo, presentato nei precedenti rapporti tecnici, è stato dimensionato per una potenza nominale di circa 15 MW, scalabile con una certa flessibilità per potenze inferiori e superiori. Presenta una configurazione a doppio albero come schematizzato in Figura 1. Su un albero, a numero di giri variabile, sono calettati il compressore principale (MC) e il compressore di ricompressione bi-stadio (RC) mossi da un espansore (E1). Il numero di giri nominale di tale albero è 25000 rpm in base alle specificità dei due compressori, nonché dei principali vincoli meccanici (resistenza a torsione dell'albero). La turbina di potenza (E2) è connessa fluidodinamicamente con l'espansore E1. Era stata adottata tale configurazione per privilegiare la flessibilità operativa del turbo-gruppo. Nell'organizzazione dell'albero "free-standing" si è ritenuto opportuno porre esternamente il compressore MC ed internamente il compressore RC.

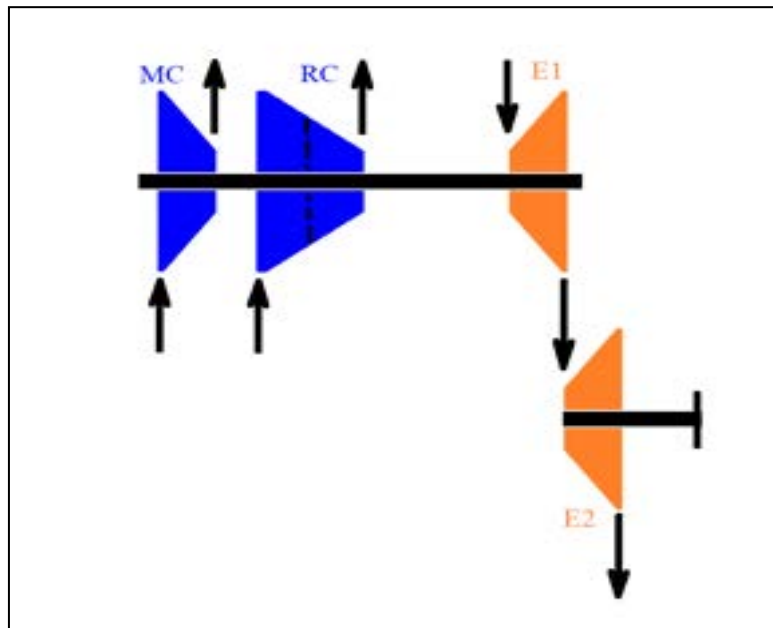


Figura 1 – Schema del turbo-gruppo di potenza

Tutti i componenti del turbo-gruppo sono stati dimensionati e analizzati in condizioni nominali [Giovannelli, A et al., 2016]. Sono state, inoltre, ricavate le curve caratteristiche adimensionali per tutti i componenti tranne che per il compressore principale (MC) [Giovannelli, A et al., 2016]. Tale compressore, è una macchina monostadio centrifuga priva di diffusore palettato e di IGV all'ingresso. In Figura 2 è riportato il rendering ottenuto a fine dimensionamento 3D della girante.

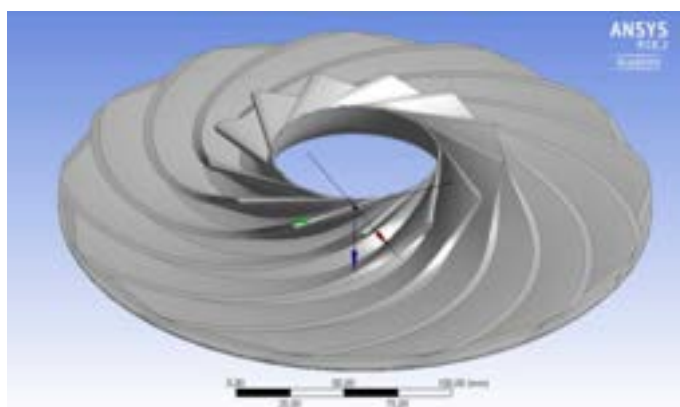
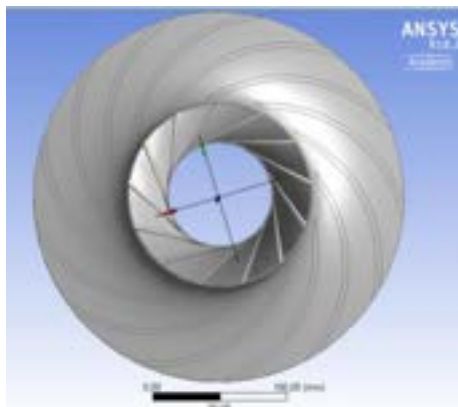


Figura 2 Configurazione della girante del compressore MC

Poiché la macchina opera in condizioni di efflusso trans-critico, si era ritenuto opportuno verificare il comportamento fluidodinamico tramite modelli CFD tridimensionali. In particolare, è stato utilizzato il software commerciale ANSYS-CFX v19.0. Rispetto alla modellistica impiegata per l'analisi fluidodinamica del compressore RC, era stato aggiunto il modello per la valutazione del cambiamento di fase, basato sui dati di equilibrio forniti dal programma NIST REFPROP v9 integrato nel database dei fluidi di ANSYS. Pur avendo complicato notevolmente la risoluzione del problema termo-fluidodinamico, è da notare come i risultati di tale analisi siano da considerarsi solo a livello indicativo: infatti le condizioni termodinamiche impiegate sono di equilibrio e non tengono conto della dinamica del problema (tempi di percorrenza dei canali paragonabili a quelli di coalescenza del liquido). Inoltre, si ricorda che, dal punto di vista termodinamico, la compressione avviene in una regione dove a piccole variazioni di pressione e temperatura corrispondono modifiche notevoli di tutte le restanti proprietà termodinamiche.

Dall'analisi CFD si stima che le velocità relative raggiunte all'interno della girante portino alla formazione di una considerevole percentuale di liquido all'interno dei canali (dell'ordine del 10-15%) anche nelle condizioni nominali (Figura 3). Tale frazione è incompatibile con un buon funzionamento della macchina, pertanto si era ritenuto opportuno ri-progettare completamente il compressore MC. Tale operazione, ha condotto alla modifica delle linee d'albero del turbogruppo per consentire al compressore MC o ad una parte di esso di elaborare il flusso con velocità inferiori.

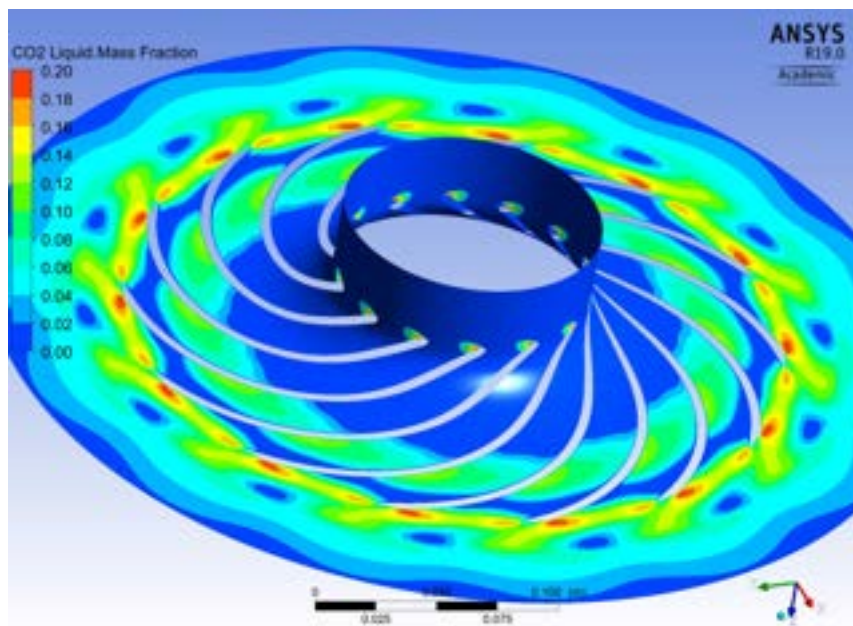


Figura 3 Frazione liquida alla linea media all'interno della girante del compressore principale (MC)

2 Modifiche del compressore MC

Per ovviare ai problemi succitati, inizialmente è stato effettuato un nuovo dimensionamento del compressore MC come macchina bi-stadio calettata ancora sull'albero "*free-standing*". Si è tenuto conto dei vincoli di resistenza meccanica a torsione per la determinazione del diametro minimo alla sezione di ingresso. Essendo nota la potenza isoentropica associata al compressore al variare del numero degli stadi ($n.s.$), ciascuno stadio deve trasferire una potenza isentropica:

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

Si può ipotizzare un rendimento totale di primo tentativo η^* in base al quale è possibile ricavare la potenza reale trasferita attraverso il singolo stadio P_i .

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

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

Per la verifica a torsione sull'albero è stato scelto, quale materiale costruttivo, acciaio con sforzo di taglio massimo ammissibile $\tau_{max} = 70 \text{ N/mm}^2$.

In base a tale valore è possibile ricavare il diametro minimo dell'albero $D_{a,min}$ mediante la seguente relazione:

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

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

I vari dimensionamenti sono effettuati seguendo la procedura presentata nel rapporto tecnico [Giovannelli A. et al., 2016], analizzando un sistema di equazioni caratteristiche per ogni sezione notevole della macchina e assumendo, quali gradi di libertà, rapporti adimensionali geometrici e cinematici di maggior interesse.

Il dimensionamento della macchina in questione ha dovuto tener conto di problemi derivanti dall'utilizzo di un fluido non convenzionale come la S-CO₂, ma anche di problemi derivanti direttamente dalle scelte progettuali effettuate in questo caso particolare. In particolare, si è cercato di minimizzare la velocità relativa alla sezione di ingresso della girante, in particolare alla sezione di apice.

Per quanto riguarda i rapporti di forma χ_1 e D_{1e}/D_2 si è cercato di evitare di ridurre troppo le altezze palari, scelta che comporterebbe velocità meridiane e superfici bagnate eccessive. Si è evitato anche l'eccesso opposto, per ridurre i flussi secondari e forti distacchi della corrente fluida nella zona di gomito. Un altro fenomeno osservato nel corso delle simulazioni CFD è quello del raggiungimento delle condizioni supersoniche nelle zone di presenza di liquido e conseguenti urti all'interno dei canali. Per un corretto funzionamento della macchina quindi, è stato ritenuto opportuno limitare i valori del numero di Mach relativo all'apice palare in ingresso e del numero di Mach assoluto in uscita, mantenendo entrambi i numeri inferiori a 0,6. Si deve poi tener conto di un ulteriore aspetto, correlato alla scelta del rapporto χ_2 , il quale determina la radialità della macchina: un valore troppo basso comporterebbe una macchina mista ed è stato quindi considerato un valore iniziale pari a 1,6.

In sede di progetto, inoltre, è preferibile definire il triangolo di velocità in uscita tramite il rapporto tra componenti meridiane τ , limitandolo al valore unitario, e quindi ricavare il rapporto b_2/D_2 come parametro di verifica a valle del dimensionamento, piuttosto che il contrario, che richiederebbe procedure iterative per determinare la c_{2m} , non essendo nota a priori la densità ρ_2 . Un valore di τ troppo basso incide direttamente sull'angolo di uscita β_2 , il quale deve essere mantenuto su valori superiori a circa 14° in modo che sia consentito l'efflusso attraverso la macchina sia in condizioni nominali che fuori-progetto.

Nella scelta dei gradi di libertà quindi, sono stati considerati tutti questi aspetti, cercando di mantenere, ove possibile, i parametri all'interno dei valori di ottimo proposti in letteratura. In Tabella 1 sono riepilogati i gradi di libertà utilizzati nel nuovo dimensionamento.

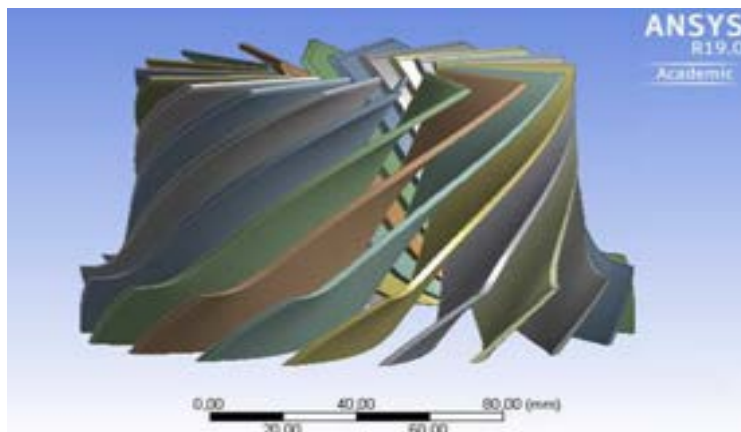


Figura 4 Dettagli della girante MC1 – terzo dimensionamento

Tabella 1 Gradi di libertà utilizzati nei vari dimensionamenti.

Primo caso			
Sezione di ingresso	φ_{1e} 0,48	χ_1 0,6	D1i [mm] 65
Sezione di uscita	PR 1,6	τ 1	χ_2 1,7
Secondo caso			
Sezione di ingresso	c1u [m/s] 0	χ_1 0,57	D1i [mm] 78
Sezione di uscita	PR 1,6	τ 0,9	χ_2 1,8
Terzo caso			
Sezione di ingresso	c1u [m/s] 0	χ_1 0,65	D1i [mm] 63
Sezione di uscita	PR 1,6	τ 0,9	χ_2 1,7
Quarto caso			
Sezione di ingresso	c1u [m/s] 0	χ_1 0,35	D1i [mm] 48
Sezione di uscita	PR 1,6	b2 [mm] 21	D2 [mm] 15
Quinto caso			
Sezione di ingresso	c1u [m/s] 0	χ_1 0,4	D1i [mm] 48
Sezione di uscita	PR 1,6	τ 0,7	χ_2 1,8

Con tali configurazioni, tuttavia, non è stato possibile eliminare la presenza di fluido in condizioni bi-fase (fino ad un massimo di circa il 20%) come mostrato nelle Figure 5 e 6.

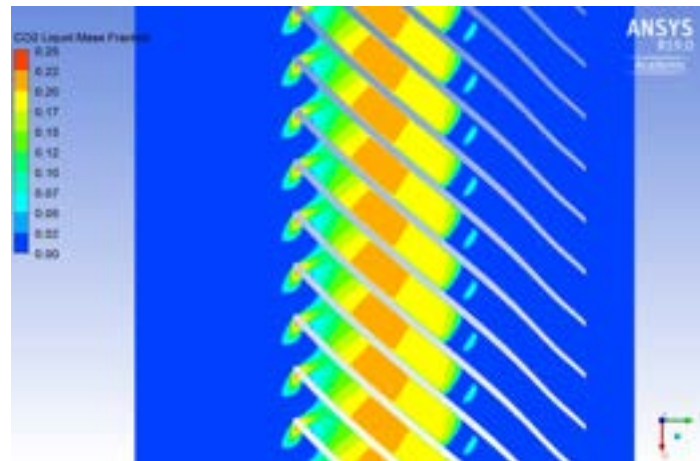


Figura 5 Profilo della frazione liquida in massa alla linea media (piano interpalare)

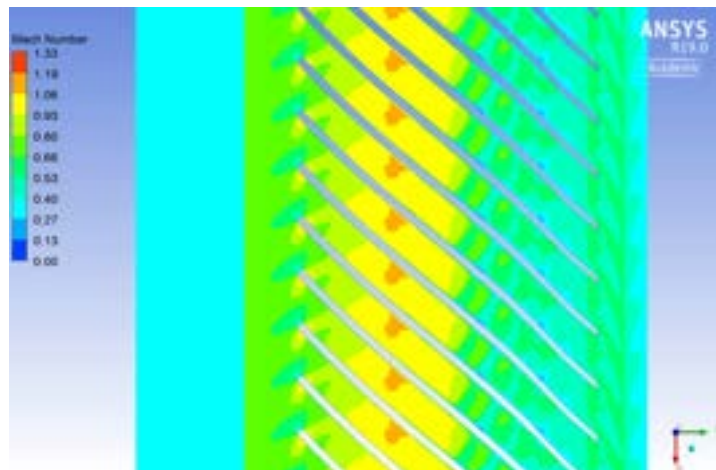


Figura 6 Profilo del numero di Mach alla linea media (piano interpalare)

Ciò comporta anche un regime transonico e la presenza di urti nei canali della girante, pertanto si è ritenuto opportuno modificare ulteriormente la configurazione del compressore MC, spostando la prima girante su un albero a minore velocità.

3 Configurazioni alternative del turbo-gruppo di potenza

Poiché gli aspetti termo-fluidodinamici di maggiore criticità sono relativi alle condizioni di equilibrio liquido-vapore, si è ritenuto opportuno ri-progettare, inizialmente, il compressore MC come una macchina bi-stadio. Il secondo stadio è calettato sull'albero principale già esistente, insieme al compressore RC e al primo stadio di espansione (E1). Il numero di giri nominale di tale albero è stato mantenuto 25000 rpm. Connesso fluidodinamicamente con il secondo stadio del compressore MC vi è il primo stadio (MC1), calettato su un nuovo albero, ad un ridotto numero di giri rispetto al precedente, pari a 15000 rpm (Figura 7). L'albero del compressore MC1 può essere connesso, tramite un riduttore meccanico, all'albero principale o, in alternativa, può essere mosso tramite un motore elettrico. Nel primo caso, comunque, si penalizzerebbe la flessibilità del turbo-gruppo.

Tale configurazione è volta a ridurre le velocità di efflusso, solo per la macchina che elabora fluido in condizioni prossime a quelle di saturazione, mantenendo sostanzialmente invariata la restante architettura.

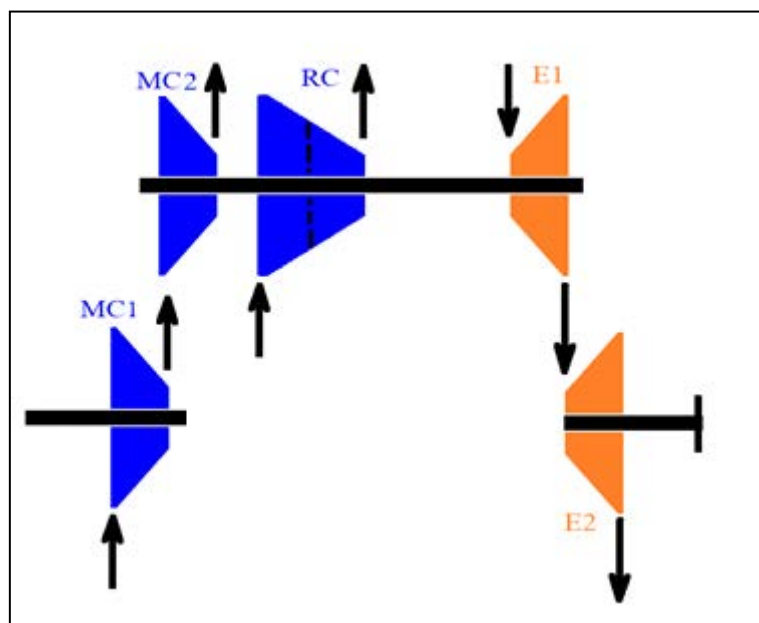


Figura 7 Schema del turbo-gruppo di potenza modificato

Il dimensionamento della girante calettata su un nuovo albero ha seguito le procedure già illustrate. In particolare, il numero di giri per il nuovo albero è un ulteriore grado di libertà da aggiungere. A parità di rapporto di compressione (quindi di potenza trasmessa all'albero) una riduzione del numero di giri incide direttamente sulle dimensioni minime dell'albero. La scelta finale è ricaduta su numero di giri di 15000 rpm, per il quale si ottiene un diametro d'albero in acciaio minimo di 49,5 mm.

Nell'eseguire il dimensionamento è stato condotto uno studio parametrico tenendo conto dei principali gradi di libertà. Lo studio si è soffermato, in particolare, sul rapporto di compressione e sul parametro di radialità χ_2 . Il rapporto di compressione incide direttamente sul lavoro conferito al fluido e sulla potenza trasferita dall'albero nonché i moduli delle velocità. Pertanto, si è scelto di ridurre il rapporto di compressione della prima girante. In particolare, il dimensionamento è stato eseguito per lo stesso rapporto di compressione del caso precedente monoalbero (1,6) e per un valore inferiore (1,4): Una sua ulteriore diminuzione avrebbe portato ad una configurazione mista della girante.

Il rapporto geometrico χ_2 è stato variato tra 2 e 2,4 in modo tale da ottenere una macchina radiale e non mista, ma allo stesso tempo, evitando di avere delle velocità di trascinalamento in uscita eccessivamente elevate e un triangolo in uscita lontano dalle condizioni di buon progetto riportate in letteratura.

Al termine di tali analisi, per le principali grandezze sono stati selezionati i valori riportati in Tabella 2. In Figura 8 è presente il rendering relativo a tale configurazione, mentre i valori geometrici e termofluidodinamici di maggior rilievo sono presentati nella Tabella 3.

Tabella 2 Gradi di libertà utilizzati per il dimensionamento del primo stadio MC1

Bi-albero				
Sezione di ingresso	n [rpm]	χ_1	$D1i$ [mm]	$c1u$ [m/s]
	15000	0,43	56,8	0
Sezione di uscita	PR	τ	χ_2	
	1,6	0,8	2,4	

Tabella 3 Gradi di libertà utilizzati per il dimensionamento del primo stadio MC1

I STADIO	SEZIONE	
	1	2
GRANDEZZE GEOMETRICHE		
D	94.5 mm	227 mm
b	38 mm	15.3 mm
t	2.94 mm	2.94 mm
δ	0,85	0,85
GRANDEZZE CINEMATICHE		
c_m	68 m/s	54.4 m/s
c_u	0,0 m/s	85.9 m/s
c	68 m/s	101.7 m/s
α	90°	32.3°
u	74.2 m/s	178 m/s
w_m	68 m/s	54.4 m/s
w_u	74.2 m/s	92 m/s
w	100.7 m/s	107m/s
β	34° (ingombro unitario)	30.5°
$\beta_{costr.}$	42.5°	53.5°
GRANDEZZE TERMODINAMICHE		
$\bar{T}$	308.15 K	340 K
$\bar{p}$	7,529 MPa	12.046 MPa
$\bar{\rho}$	277.2 kg/m ³	368 kg/m ³
$\bar{h}$	396.17 kJ/kg	411.47 kJ/kg
T	302.5 K	329 K
p	6.9 MPa	10.2 MPa

ρ	260.86 kg/m^3	334.77 kg/m^3
h	393.8 kJ/kg	406.3 kJ/kg
s	$1,6416 \text{ kJ/kgK}$	$1,6457 \text{ kJ/kgK}$
Ma	$0,35$	$0,45$

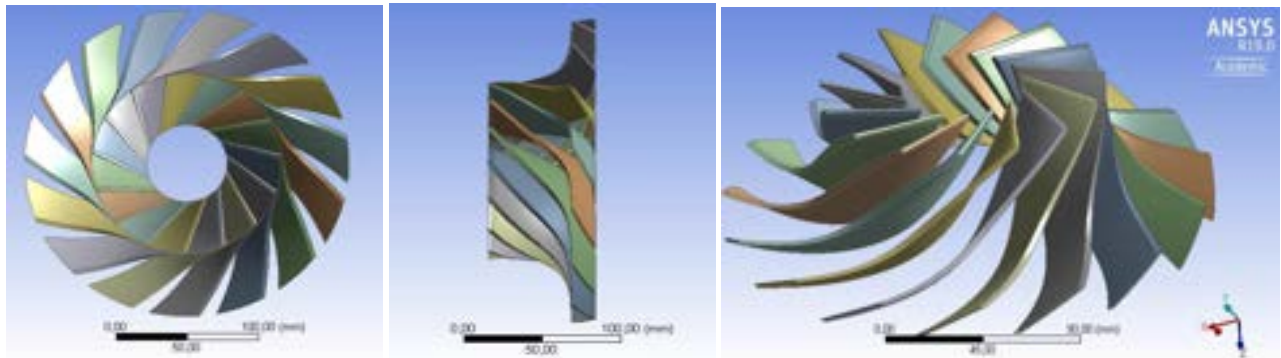


Figura 8 Dettagli della girante MC1 ($n=15000 \text{ rpm}$)

Poiché anche tale configurazione ha presentato problemi dal punto di vista fluidodinamico si è ritenuto opportuno separare completamente il compressore principale (MC) dall'albero a 25000 rpm e ridimensionarlo completamente per velocità di rotazione più basse in configurazione multi-stadio. Lo schema di impianto di riferimento è rappresentato in Figura 9.

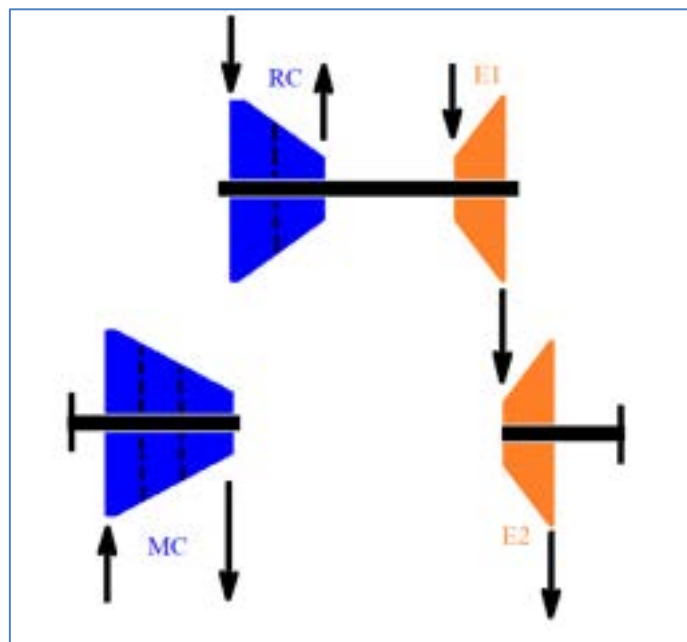


Figura 9 Schema del turbo-gruppo di potenza modificato

In base a considerazioni di compromesso tra numero di stadi ammissibile per il compressore MC e riduzione della velocità di rotazione dell'albero, infine si è ritenuto opportuno considerare 3 stadi con una velocità di rotazione dell'albero di 7200 rpm . Seguendo la procedura di calcolo già descritta, è stato dimensionato l'intero compressore. In tabella 4 sono riportate, in particolare, tutte le informazioni relative

al dimensionamento del primo stadio, critico le la formazione di fluido bi-fase. Tutti i valori rientrano nelle condizioni di buon progetto fornite in letteratura.

Tabella 4a principali grandezze dimensionamento prima girante

T_1	p_1	ρ_1	$\bar{h}_1$	S_1
35 °C	7.5295 MPa	277.26 kg/m ³	396.15 kJ/kg	1.6415 kJ/kgK
T_1	p_1	ρ_1	h_1	S_1
33.5 °C	7.3623 MPa	272.99 kg/m ³	395.53 kJ/kg	1.6415 kJ/kgK

T_2	p_2	ρ_2	$\bar{h}_2$	S_2
57.3 °C	10.454 MPa	340.61 kg/m ³	406.287 kJ/kg	1.6437 kJ/kgK
T_2	p_2	ρ_2	h_2	S_2
48.2 °C	9.1524 MPa	313.88 kg/m ³	402.317 kJ/kg	1.6437 kJ/kgK

$\dot{m}$	n	β	$\Delta \bar{h}_{12ls}$	η_l	$\Delta \bar{h}_{12}$	η_v
150 kg/s	7200 rpm	1.375	9.123 kJ/kg	0.9	10.137 kJ/kg	0.95

Primo stadio	Sezione ingresso rotore	Sezione uscita rotore	valori consigliati
D_{1l}	0.0958 m	-	-
D_{1e}	0.18 m	-	-
D_1	0.1379 m	-	-
D_2	-	0.3285 m	-
b_1	0.0421 m	-	-
b_2	-	0.0144 m	-
b_2/D_2	-	0.044	$0.03 < b_2/D_2 < 0.08$
δ	0.9	0.96	-
z_G	16		-
χ_1	0.532	-	$0.3 < \chi_1 < 0.7$
Γ_2	-	0.548	$0.5 < \Gamma_2 < 0.7$
Δr	0.0953 m		-
Δl	0.074 m		-
t	0.0027 m		-
φ_{1e}	0.52	-	$0.27 < \varphi_{1e} < 0.7$
ψ_{1e}	0	-	-
φ_2	-	0.28	$0.2 < \varphi_2 < 0.3$
ψ_2	-	0.66	$0.6 < \psi_2 < 0.7$
β_{2c}	-	63°	$0.75\beta_2$

Tabella 4b principali grandezze dimensionamento prima girante

Forma di corrente sezione d'ingresso - mozzo							
c_{1m}	c_{1i}	u_{1i}	w_{1i}	w_{1ui}	c_{1ui}	β_{1i}	α_{1i}
35.22 m/s	35.22 m/s	36.11 m/s	50.44 m/s	36.11 m/s	0 m/s	44.28°	90°
Forma di corrente sezione d'ingresso - linea media							
c_{1m}	c_1	u_1	w_1	w_{1u}	c_{1u}	β_1	α_1
35.22 m/s	35.22 m/s	51.99 m/s	62.79 m/s	51.99 m/s	0 m/s	34.11°	90°
Forma di corrente sezione d'ingresso - apice							
c_{1m}	c_{1e}	u_{1e}	w_{1e}	w_{1ue}	c_{1ue}	β_{1e}	α_{1e}
35.22 m/s	35.22 m/s	67.86 m/s	76.45 m/s	67.86 m/s	0 m/s	27.43°	90°
Forma di corrente d'uscita							
c_{2m}	c_2	u_2	w_2	w_{2u}	c_{2u}	β_2	α_2
35.22 m/s	89.11 m/s	123.83 m/s	54.79 m/s	41.97 m/s	81.86 m/s	40°	23.28°

L'analisi del funzionamento, in condizioni nominali, della girante di primo stadio, ha evidenziato l'eliminazione della formazione di fluido bi-fase nella zona di gomito dei canali. Dal punto di vista fluidodinamico, le prestazioni risultano complessivamente soddisfacenti (rendimento isentropico pari a 85%, rapporto di compressione 1,31). Risulta, comunque, presente una zona di stallo verso la sezione di uscita e, nella zona di gomito, all'apice e al mozzo, come mostrato nelle Figure 10-12, che potranno essere ridotte con una opportuna ottimizzazione delle sezioni meridiane e dello svergolamento dei profili palari.

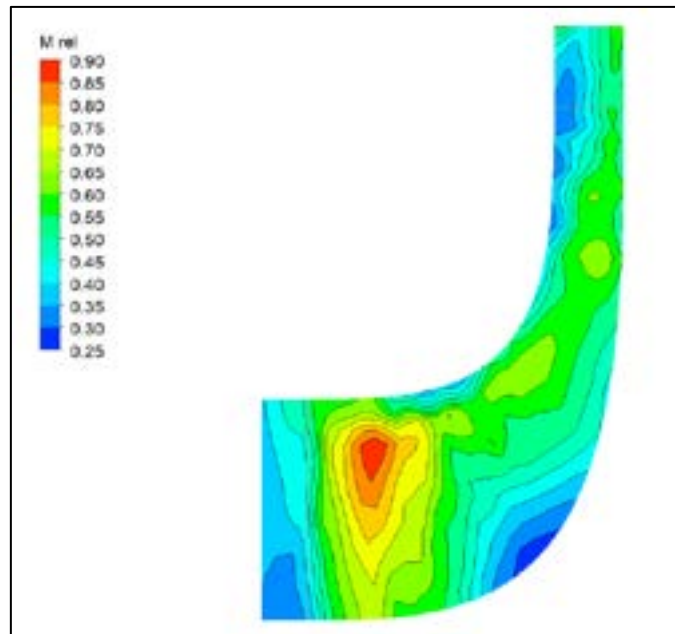


Figura 10 Piano meridiano: distribuzione numero di Mach relativo

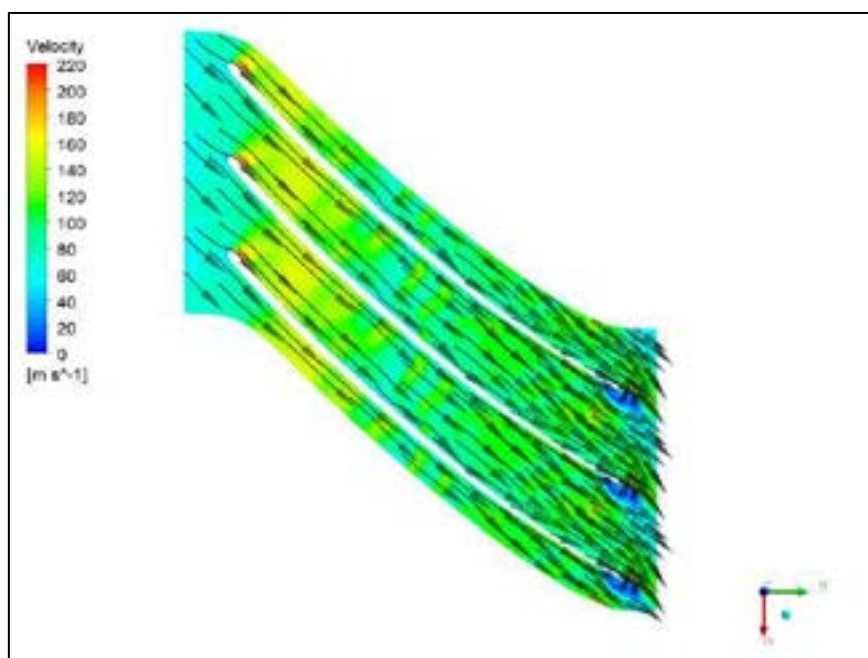


Figura 11 Piano interpolare alla linea media: distribuzione delle velocità

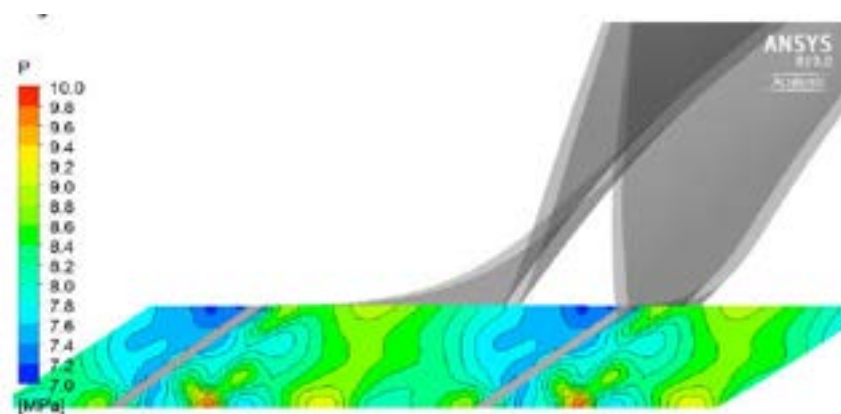


Figura 12 Sezione di uscita girante: distribuzione delle pressioni

4 Momenti di inerzia dei componenti del turbo-gruppo

Per poter effettuare un'analisi in transitorio del turbo-gruppo e stimare i tempi di risposta del sistema, è necessario calcolare i momenti di inerzia. In particolare, per il turbo-gruppo di potenza nelle configurazioni proposte, sarà necessario conoscere il momento di inerzia delle macchine elementari, del generatore e, nel caso di compressore MC posto su un terzo albero, del motore elettrico che lo alimenta. I valori relativi alle macchine elettriche sono resi noti direttamente dai costruttori. Inoltre, esiste il momento di inerzia degli alberi rotanti che, per il caso in questione, può essere considerato preliminarmente trascurabile o essere tenuto in conto con una maggiorazione del 5% del momento di inerzia delle giranti, come è uso per le turbopompe.

Di seguito sono riportati i valori dei momenti di inerzia relativi ai seguenti componenti del turbo-gruppo da 15 MW:

Tabella 5 Momenti di inerzia dei componenti elementari del turbo-gruppo

COMPONENTE	I_p [kg m ²]
Girante 1 compressore RC	0,016255
Girante 2 compressore RC	0,011434
Espansore 1	0,074809
Espansore di potenza	0,642778

La valutazione dei momenti di inerzia è stata effettuata sotto alcune semplificazioni e assunzioni:

- La geometria della girante è stata valutata come somma di un cilindro pieno (Figura 13 selezione rossa) e di un cilindro cavo di diametro esterno pari a quello della girante e diametro interno pari a quello di apice della sezione di ingresso (per compressori) o uscita (per espansori) (Figura 13 selezione verde);
- La densità è stata considerata come una media pesata tra quella del metallo (acciaio) e del fluido (densità media di efflusso). Quest'ultima risulta al massimo pari a circa il 10% di quella del metallo (secondo stadio compressore RC)
- Nel momento di inerzia complessivo è stato considerata anche la porzione di albero di ingombro assiale pari a quello della girante.

Sotto tali ipotesi, il momento di inerzia sarà esprimibile come:

$$I_{tot} = \frac{1}{2} \rho^* [V_1 R_1^2 + V_2 (R_2^2 - R_1^2)]$$

con V_1 e V_2 volumi dei due cilindri (pieno e cavo), ρ^* densità media pesata e R_1 e R_2 raggi di apice all'occhio di ingresso (uscita per espansori) e di uscita girante (ingresso per espansori).

Come si può notare, dal punto di vista della teoria della similitudine, I_{tot} può essere espresso come proporzionale alla densità fittizia pesata e ad una lunghezza (L) alla quinta potenza:

$$I_{tot} \approx \rho L^5$$

Poiché, mantenendo la similitudine geometrica, le percentuali di “vuoto” e “pieno” nelle giranti non cambiano, per macchine operanti a CO₂ nel campo di interesse, una volta scelto il materiale costruttivo di albero e girante, tale densità rimane invariata a meno di fenomeni secondari. Pertanto, la legge di scalatura preliminare per la valutazione dei momenti di inerzia di macchine in similitudine geometrica, può essere considerata funzione del rapporto di due lunghezze di riferimento elevato alla quinta potenza.

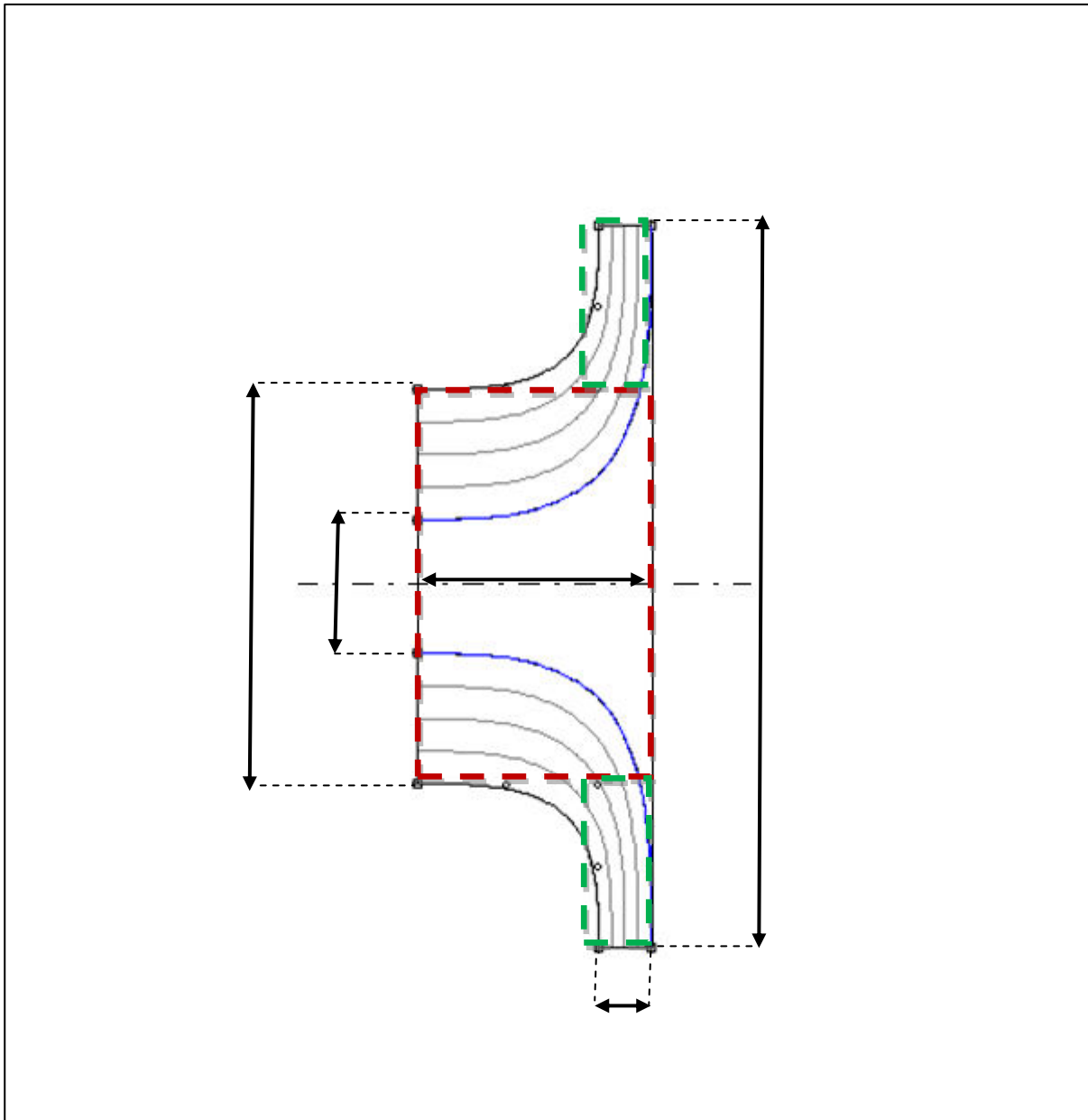


Figura 13 Schema per la valutazione della geometria semplificata per il calcolo del momento di inerzia

A risultati analoghi si giunge seguendo, ad esempio, relazioni semplificate per il calcolo del momento di inerzia in pompe centrifughe, come quella presentata in [Wylie E. B. et al. 1993]:

$$I_p = \frac{1}{2} 10^7 \left(\frac{P}{n^3} \right)^{0,9556}$$

dove P è la potenza interna della pompa centrifuga espressa in kW ed n il numero di giri al minuto. Anche in questo caso, la potenza P è esprimibile proporzionalmente come:

$$P \approx \rho n^3 L^5$$

E pertanto è possibile ottenere I_p (a meno di effetti secondari) utilizzando una legge di scalatura molto semplice e simile alla precedente.

5 Conclusioni

Le attività descritte nel presente rapporto tecnico hanno riguardato:

- il ri-dimensionamento del compressore principale del turbo-gruppo di potenza che, nella precedente configurazione, presentava un funzionamento in condizioni bi-fase;
- la valutazione del momento di inerzia delle macchine elementari già dimensionate nelle precedenti annualità;
- la messa a punto di una legge di scalatura per la valutazione preliminare del momento di inerzia per macchine in similitudine.

Per quanto riguarda il compressore principale, sono state esplorate configurazioni alternative del turbo-gruppo di potenza per ridurre le velocità di efflusso nel compressore. In particolare, sono state prese in considerazione tre configurazioni. La prima presenta due alberi, come quella della precedente annualità, in cui, però, il compressore MC è stato ri-progettato come macchina bi-stadio (in precedenza era una macchina mono-stadio). Poiché ciò non è stato sufficiente a ridurre opportunamente le velocità di efflusso, si è ritenuto opportuno esplorare due ulteriori configurazioni con un terzo albero, a numero di giri ridotto, mosso da un motore elettrico: nella seconda configurazione il terzo albero serve alla movimentazione della sola prima girante del compressore MC, mentre, nel secondo caso, è stato ridotto ulteriormente in numero di giri del terzo albero e su di esso è stato calettato l'intero compressore MC composto da tre stadi centrifughi. Con quest'ultimo layout sono stati ottenuti ottimi risultati dal punto di vista prestazionale ed è stata evitata l'insorgenza di liquido saturo.

In relazione, invece, alla valutazione dei momenti di inerzia, è stato calcolato in forma semplificata il momento di inerzia delle turbomacchine già dimensionate ed analizzate ai carichi parziali durante le annualità precedenti. Tale valutazione è valida sia per le condizioni nominali che per le condizioni operative fuori progetto, poiché la variabilità della massa del fluido influisce poco sul valore compressivo del momento di inerzia e, volendo, può essere considerata utilizzando un coefficiente di sicurezza (incremento del 5-10%). Inoltre, è stata proposta una legge con la quale poter rendere scalabile il valore del momento di inerzia di macchine in similitudine geometrica, operanti con lo stesso fluido (sCO_2) in condizioni termodinamiche analoghe.

6 Riferimenti bibliografici

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

Giovannelli A., Salvini C., Archilei E. M., Messina G. “Design Termo-fluidodinamico di turbomacchine operanti a CO₂ supercritica”, 2016, Report RdS/PAR2016

Giovannelli A., Salvini C., Archilei E. M., Messina G. “Analisi dei turbo-gruppi per un sistema di compressione a s-CO₂”, 2017, Report RdS/PAR2017/193

Wylie E. B., Streeter V. L., Suo L. “Fluid Transients in systems”, Ed. Prentice Hall, 1993