



Modellazione e simulazione di un espansore a pistone libero in ciclo ORC per la generazione lineare di energia elettrica tramite recupero di calore a bassa temperatura

Gruppo 10: Carlo Benigni, Federico Donato, Valerio Maiello
A.A. 2020/2021 - Progetto di Fluidodinamica delle Macchine

Abstract

La generazione di energia da fonti di calore a bassa temperatura può essere ottenuta attraverso sistemi di conversione che utilizzano fluidi di lavoro organici, i quali presentano proprietà termodinamiche (bassa temperatura critica, elevato peso molecolare) particolarmente adatte all'impiego in cicli *ORC* (*Organic Rankine Cycle*).

L'architettura *free-piston* (a pistone libero) è potenzialmente una valida alternativa di espansore per applicazioni di recupero del calore di scarto, grazie alla sua semplicità costruttiva, ai ridotti ingombri, alle minori inerzie e perdite per attrito tra parti in movimento.

Il presente studio si è proposto di modellare e simulare, attraverso il software *Matlab-Simulink*, il funzionamento di un espansore a pistone libero (*FPE*) da accoppiare ad un ciclo *ORC*, per recuperare calore di scarto in applicazioni di piccola taglia, con il fine di produrre energia elettrica.

Partendo da alcuni dati di partenza e dalla potenza del generatore di calore, sono state analizzate le prestazioni del *FPE* al variare della pressione superiore del ciclo e dell'alesaggio dei pistoni, in modo tale da ricavare le dimensioni ottimali del dispositivo, compatibili con esigenze di ingombro, fluidodinamiche e di potenza recuperabile. Successivamente sono state studiate le prestazioni del sistema al variare della resistenza del carico esterno e della frequenza di funzionamento, in quanto questi parametri hanno una notevole influenza sul comportamento del *FPE*.

1. Introduzione

La continua crescita del consumo energetico ha comportato un aumento dell'inquinamento globale a causa dell'elevato utilizzo di risorse non rinnovabili; per questo, il recupero di energia e l'utilizzo razionale dei combustibili fossili sono temi sempre più attuali ed importanti sia a livello di ricerca che in ambito industriale [1].

Statisticamente è stato stimato che, di tutto il calore generato dall'industria mondiale, più del 50% risulta calore di scarto. In questo contesto, la ricerca sui cicli *ORC* sta riscuotendo sempre maggiore attenzione negli ultimi decenni, poiché si tratta di cicli che offrono la possibilità di convertire calore a bassa temperatura in energia elettrica. Inoltre, gli impianti sono caratterizzati da una struttura semplice e generalmente da componenti largamente disponibili a livello commerciale, che ne consentono l'applicazione anche in sistemi di piccola taglia, garantendo quindi un miglior uti-

lizzo dell'energia e allo stesso tempo la riduzione delle emissioni di gas inquinanti.

Nei tradizionali sistemi di conversione, l'efficienza risulta non conveniente quando la temperatura dei gas di scarico scende sotto i 370 °C, mentre l'utilizzo dei cicli *ORC* rende economicamente sostenibile lo sfruttamento di tale calore a bassa temperatura [2].

Per la generazione di potenza in sistemi di piccola taglia, gli espansori volumetrici a moto alternativo a pistone libero possono essere una valida soluzione rispetto ai tradizionali espansori rotativi grazie alla loro struttura semplice, ai minori costi di realizzazione e all'assenza di forti stress meccanici e problemi di tenuta tipici delle alte velocità di rotazione [3].

Nel presente studio viene simulato attraverso il software *Matlab-Simulink* un espansore a pistone libero a doppio effetto, da accoppiare ad un ciclo *ORC* per il recupero di calore da sorgenti a bassa temperatura, con il fine di produrre energia elet-

trica (Fig.2); in particolare, è stato eseguito un dimensionamento dell'espansore per il recupero del calore di scarto di una caldaia domestica (Fig.1). Per la simulazione non è stato necessario modellare l'intero ciclo inferiore, ma solo alcuni sotto-componenti illustrati di seguito. Per il ciclo superiore, invece, è stata studiata soltanto la caldaia mediante il software *MS Excel*.

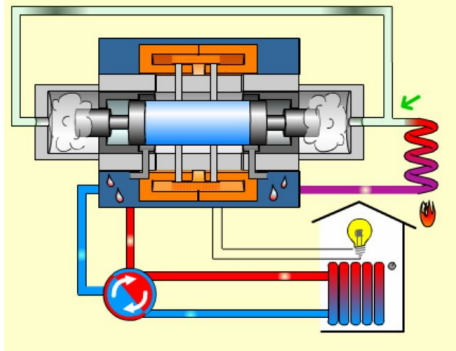


Figura 1 Generatore lineare: Impianto ORC

1.1. Principio di funzionamento

Il modello *Simulink* in esame prevede l'espansore a pistone libero, i serbatoi di mandata e scarico, le valvole, i servomotori per il controllo delle valvole, il generatore lineare e il circuito elettrico esterno (Fig.2).

Il funzionamento dell'espansore prevede una fase di aspirazione-espansione, in cui il fluido di lavoro ad alta pressione e temperatura entra all'interno del cilindro ed espande, ed una fase di scarico, in cui il fluido a bassa pressione e temperatura esce dal cilindro. Quando il cilindro sinistro è in fase di aspirazione, il cilindro destro è in fase di scarico e viceversa. In questa configurazione a doppio effetto, il richiamo dei pistoni è quindi garantito dalla diversa pressione del fluido nei due cilindri, dovuta all'azione delle valvole (Fig.3).

Per il controllo dell'apertura delle valvole, ciascun cilindro prevede un servomotore per l'azionamento delle camme [4].

Infine, l'energia cinetica del sistema può essere convertita in energia elettrica attraverso un generatore lineare.

Il fluido di lavoro scelto per la simulazione è un fluido organico di tipo "isoentropico" (*R245fa*), che è soggetto a cambiamento di fase nel range di pressioni e temperature di funzionamento e quindi risulta ottimale per applicazioni di questo tipo.

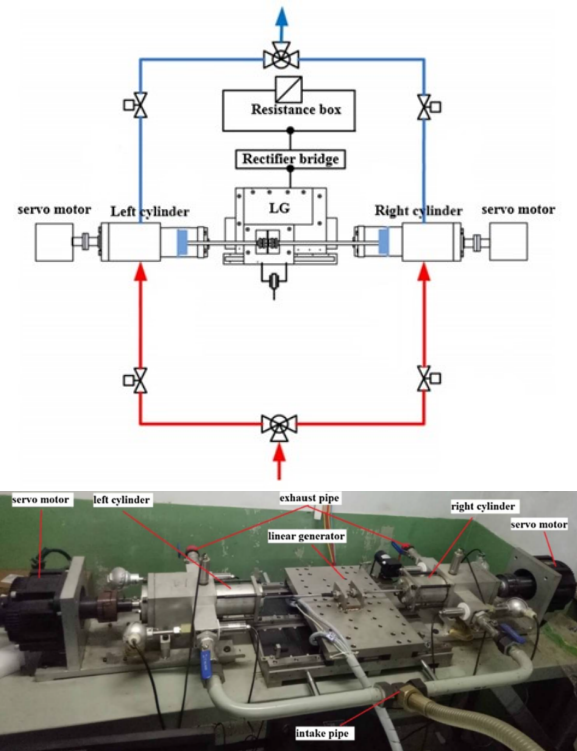


Figura 2 Generatore lineare: schema d'impianto (a) e setup sperimentale (b)

Infatti è possibile comprimere il fluido in fase liquida con una notevole riduzione del lavoro necessario rispetto alla compressione di un vapore o di un gas.

Nel presente studio, inoltre, si definisce il punto medio del generatore lineare come la posizione di riferimento. Il moto del sistema costituito dai due pistoni è rappresentato dalla variazione della posizione di tale punto: lo spostamento è positivo quando il sistema si sposta verso destra, negativo quando si muove verso sinistra rispetto alla posizione centrale.

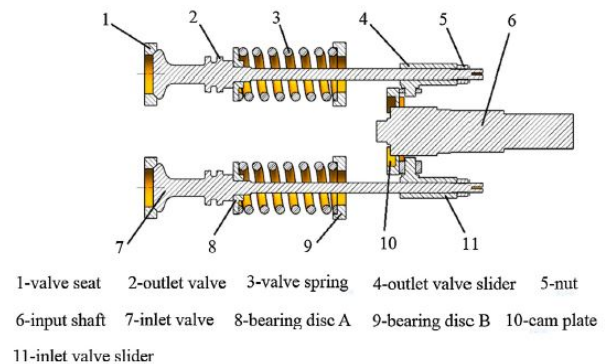


Figura 3 Generatore lineare: Gruppo valvole

1.2. Fluido di lavoro

Il fluido di lavoro assume un ruolo chiave all'interno del ciclo. Esso non solo deve avere proprietà termofisiche adatte all'applicazione in esame, ma deve anche possedere un'adequata stabilità chimica nel range di funzionamento. La scelta del fluido influenza il rendimento del sistema, le condizioni operative, l'impatto ambientale e la sostenibilità economica, e condiziona la scelta della tipologia di espansore.

Per quanto riguarda l'aspetto ambientale, i principali fattori da considerare sono l'ozone depletion potential (ODP) e il global warming potential (GWP), che rappresentano rispettivamente il potenziale contributo specifico alla riduzione dello strato di ozono (data la presenza del cloro) ed al riscaldamento globale (effetto serra).

A causa di questi requisiti ambientali, la scelta del fluido di lavoro negli ORC è limitata ad una serie di categorie di fluidi, tra cui figurano gli idrocarburi (HCs), i perfluorocarburi (PFCs), i clorofluorocarburi (CFCs) e gli idroclorofluorocarburi (HCFCs)[5].

In questo caso specifico la scelta è ricaduta sul fluido R245fa, un fluido isoentropico della categoria degli idrofluorocarburi (HFCs), non tossico nè infiammabile, di cui sono riportate le principali caratteristiche in Tab.1 e il diagramma p-h in Fig.4.

Questo fluido risulta adatto per sorgenti di calore a bassa temperatura, come quella in analisi, poichè garantisce:

- una più ampia accettabilità degli impianti ORC;
- una maggiore efficienza del ciclo, rispetto all'utilizzo di fluidi alternativi, permettendo un aumento della produzione di energia e migliorando il ritorno sull'investimento;
- la riduzione del rapporto dimensioni/costo d'impianto;
- una sostanziale riduzione dei costi d'investimento rispetto alle alternative infiammabili [6].

Nel dettaglio della simulazione in ambiente *Simulink*, per importare su *Matlab* le proprietà termofisiche del fluido R245fa, è stata usata la libreria open-source *CoolProp*, installata

precedentemente in linguaggio *Python*.

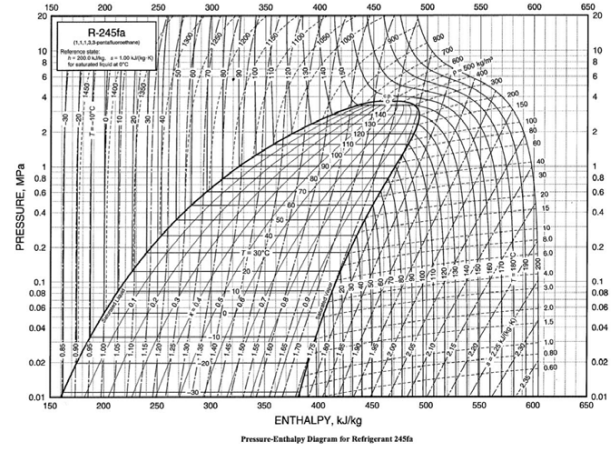


Figura 4 Diagramma p-h del fluido R245fa

Fluido di lavoro	R245fa
Formula molecolare	$CF_3CH_2CHF_2$
Peso molecolare, [g/mol]	134
Pressione critica, [bar]	34.6
Temperatura critica, [°C]	154.1
ODP	Non-ozone depleting
GWP-100 years	1030

Tabella 1 Proprietà del fluido R245fa

2. Modello

2.1. Richiami teorici

La dinamica del sistema risulta influenzata, oltre che dalle risultanti della pressione del fluido all'interno del cilindro sinistro F_l e destro F_r , anche dalla forza di attrito F_{fri} e dalla forza magnetica F_m :

$$F_l - F_r - F_m - F_{fri} = ma \quad (1)$$

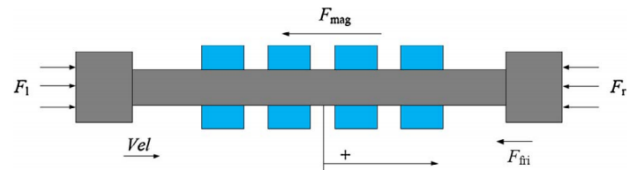


Figura 5 Dinamica del FPE

Dalla legge di Faraday si ha che la forza elettromotrice indotta E è direttamente proporziona-

le all'intensità del campo magnetico B , alla lunghezza l dell'avvolgimento interessato dal flusso magnetico e alla velocità relativa v tra campo magnetico e avvolgimento:

$$E = Blv \quad (2)$$

La tensione massima U in uscita dal generatore sul carico può quindi essere determinata conoscendo la resistenza interna r , la resistenza del carico esterno R e la forza elettromotrice E :

$$U = \frac{E}{R+r}R = \frac{Blv}{R+r}R \quad (3)$$

La corrente generata I sarà pari a:

$$I = \frac{U}{R} \quad (4)$$

La forza magnetica esercitata dal generatore lineare sui pistoni F_m è direttamente proporzionale alla velocità v del sistema e ad una costante k_g che dipende dalla particolare struttura del generatore, ed inversamente proporzionale alla serie della resistenza interna r e della resistenza del carico esterno R :

$$F_m = BlI = \frac{(Bl)^2}{R+r}v = \frac{k_g}{R+r}v = cv \quad (5)$$

Nota l'espressione per la tensione U , è possibile determinare la potenza P_{out} in uscita sul carico:

$$P_{out} = \frac{U^2}{R} = (Bl)^2 \frac{R}{(R+r)^2} v^2 \quad (6)$$

La potenza media P_m in uscita sul carico sarà pari all'integrale nel periodo di oscillazione della potenza istantanea:

$$P_m = \frac{1}{T} \int_{t-T}^t P_{out} \cdot dt \quad (7)$$

La frequenza f di oscillazione del sistema è direttamente proporzionale alla velocità di rotazione dei servomotori ω :

$$f = \frac{\omega}{2\pi} \quad (8)$$

La potenza in ingresso al sistema P_{in} è pari al prodotto tra la portata di vapore elaborato dall'evaporatore e il rispettivo salto entalpico:

$$P_{in} = \dot{m}_v \Delta h_{ev} \quad (9)$$

La potenza meccanica complessivamente convertita in potenza elettrica è invece pari a:

$$P = F_m v \quad (10)$$

Il rendimento elettrico dell'espansore η_{el} sarà pari al rapporto tra la potenza media in uscita sul carico e la potenza in ingresso all'evaporatore:

$$\eta_{el} = \frac{P_m}{P_{in}} \quad (11)$$

Il parametro di valutazione delle prestazioni dell'espansore è il rendimento indicato η_{ind} , che può essere calcolato dal diagramma p-V come il rapporto tra l'area del ciclo reale A_{ac} e l'area del ciclo ideale A_{th} [7]:

$$\eta_{ind} = \frac{A_{ac}}{A_{th}} \quad (12)$$

Per la forza di attrito tra pistone e cilindro è stata utilizzata la seguente formula di carattere generale:

$$F_{fri} = \mu(P_{max}A_f)n_f \quad (13)$$

dove μ è il coefficiente di attrito, P_{max} è la pressione esercitata dalla fascia elastica sul cilindro (proporzionale alla massima pressione all'interno del cilindro), A_f è l'area laterale della fascia e n_f è il numero di fasce.

La potenza dissipata per attrito P_{fri} invece:

$$P_{fri} = F_{fri}v \quad (14)$$

Chiamato α il coefficiente di scambio termico convettivo, A la superficie di scambio e ΔT la differenza di temperatura, il calore scambiato per convezione Q tra fluido e cilindro e tra cilindro e l'ambiente risulta:

$$Q = \alpha A \Delta T \quad (15)$$

Per il calcolo della portata di fluido che transita attraverso le valvole, è stata applicata la seguente formula [8]:

$$M = C_f S \sqrt{\frac{2}{v}} \sqrt{p_a - p_b} \quad (16)$$

dove S è l'area di passaggio della valvola, v è il volume specifico del fluido, p_a e p_b sono le

pressioni a monte e a valle della valvola, e C_f rappresenta il coefficiente di efflusso, definito come rapporto tra la portata misurata e quella ideale (isoentropica) che transitano nella valvola. Il coefficiente di efflusso C_f è stato ricavato tramite *MS Excel* eseguendo una regressione ai minimi quadrati della curva rossa (più conservativa) di Fig.6 [8], per determinare la funzione polinomiale di *best-fit* dei valori del coefficiente in funzione del rapporto *alzata/diametro*.

La sezione di passaggio della valvola S è pari a:

$$S = \pi D h \quad (17)$$

dove D è il diametro della valvola e h è l'alzata.

Nel modello sono state implementate valvole a camma con profilo di moto cicloidale. La relazione tra alzata della valvola e angolo di rotazione del movente per questo profilo è la seguente:

$$h = h_{max} \left(\frac{\theta}{\theta_{max}} - \frac{1}{2\pi} \sin\left(\frac{2\pi\theta}{\theta_{max}}\right) \right) \quad (18)$$

dove θ è l'angolo di rotazione attuale, mentre θ_{max} è l'angolo a cui si ha la massima alzata h_{max} . Il profilo cicloidale presenta dei valori nulli di accelerazione all'inizio e alla fine delle fasi di moto; questa caratteristica lo rende idoneo per applicazioni ad elevate velocità di rotazione in cicli *dwel-rise-dwell* [9].

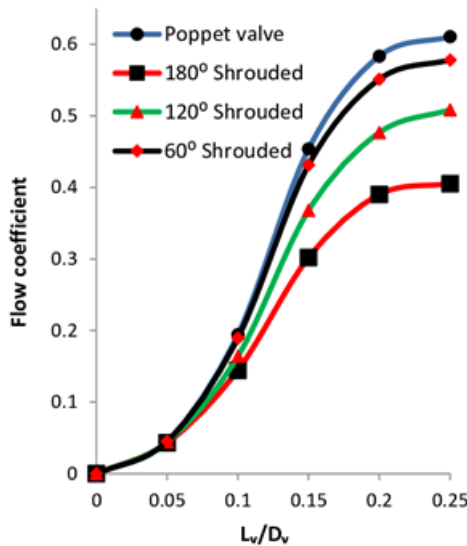


Figura 6 Coefficiente di efflusso - Rapporto alzata diametro

2.2. Modello e ipotesi di simulazione

Il modello *Simulink* dell'*FPE* è composto da una parte meccanica, una parte termica ed una parte relativa ai fluidi bifase.

Nella parte meccanica è stato possibile modellare i due sistemi cilindro pistone, le inerzie, la forza di attrito, la forza magnetica e i servomotori.

La forza esercitata dal generatore lineare sui pistoni F_m è stata simulata attraverso un blocco *Ideal Force Source* che riceve in ingresso il valore descritto nell'Eq.5.

Per quanto riguarda i servomotori, essendo necessario per la simulazione delle valvole soltanto il valore della posizione angolare, sono stati utilizzati dei blocchi *Ideal Angular Velocity Source*, simulando quindi un motore ideale, senza inerzie e con coppia costante infinita. Dato che nel momento in cui un cilindro è in aspirazione l'altro è in scarico, il motore sinistro e quello destro sono permanentemente sfasati di 180° .

Nella parte termica sono stati simulati i flussi termici scambiati per convezione tra aria esterna e cilindro, tra cilindro e fluido di lavoro e la potenza dissipata per attrito, mentre i condotti sono stati considerati adiabatici data la velocità del fluido nell'attraversarli.

L'espansore deve essere ben isolato rispetto all'ambiente esterno per minimizzare le perdite per calore sensibile, quindi per il coefficiente di scambio termico convettivo tra aria e ambiente è stato preso un valore molto basso ($10 \text{ W/m}^2\text{K}$), mentre per quello tra cilindro e vapore è stato usato un valore presente in letteratura nell'ambito dei vapori surriscaldati ($600 \text{ W/m}^2\text{K}$) [10].

Sono state effettuate simulazioni sia considerando gli scambi termici, sia considerando il sistema perfettamente adiabatico, ottenendo, in condizioni stazionarie, praticamente i medesimi risultati. Per la maggiore rapidità delle simulazioni, sono di seguito riportati soltanto i risultati del modello adiabatico.

Per lo stesso motivo è stata trascurata l'inerzia del fluido nei condotti.

Infine, nella parte relativa ai fluidi bifase è stato possibile simulare il comportamento termodinamico del fluido di lavoro, i serbatoi, le tubazioni e le valvole.

Per quanto riguarda queste ultime, non essendo presenti nella libreria *Simscape* dei blocchi ido-

nei, per la modellazione sono stati utilizzati diversi componenti. Per le valvole a camma è stato utilizzato un blocco *Controlled Mass Flow Rate Source* in grado di generare una portata pari a quella descritta nell'Eq.16, implementata attraverso un *Simscape Component*, che inoltre riceve in ingresso il valore dell'alzata (Eq.18), implementata questa volta attraverso una *Matlab Function*.

Le valvole di controllo, il cui scopo è descritto nel prossimo paragrafo, sono state modellate attraverso un blocco *Controlled Pressure Source*, che genera una caduta di pressione tra monte e valle proporzionale ad un valore in ingresso che in questo caso è rappresentato dall'output del controllore. In entrambi i casi è stato modellato un comportamento ideale delle valvole, senza inerzie e con perdite nulle a valvola completamente aperta.

2.3. Controllo

Le variabili di cui si è reso necessario effettuare un controllo sono state il valore medio dell'oscillazione e la corsa.

Per quanto riguarda il primo controllo, sono state inserite due valvole comandabili a valle dei serbatoi di mandata, in modo tale da generare una caduta di pressione proporzionale al valore medio dell'oscillazione che si vuole portare a zero.

Il secondo controllo, invece, è stato fatto sulla velocità di rotazione dei servomotori, in modo tale da portare la corsa del movente ad un valore massimo compatibile con le dimensioni del generatore. Infatti, come mostrato successivamente, la potenza generata è direttamente proporzionale alla corsa del pistone, e quest'ultima è inversamente proporzionale alla frequenza di funzionamento. Questo controllo è di tipo integrale e riceve in ingresso l'ampiezza istantanea della corsa e la confronta con il valore di riferimento, andando a diminuire la frequenza di funzionamento dei servomotori.

Riguardo l'ampiezza istantanea dell'oscillazione, non essendo stato possibile ricavarla attraverso dei componenti precaricati in *Simulink-Simscape*, è stato implementato un algoritmo che fa uso dei blocchi *Triggered Subsystem*, *Min Max Running Resettable* e *Variable Time Delay*, con lo scopo di ricavare il massimo e il minimo dell'oscillazione ad ogni periodo. Sommando il modulo di questi valori è possibile ottenere ad ogni ciclo il valore del-

l'ampiezza dell'oscillazione.

I parametri ottimali dei controlli dipendono dall'alesaggio e dalla pressione superiore del ciclo, quindi per ogni particolare configurazione andrà eseguita un'opportuna operazione di taratura.

3. Risultati

3.1. Dimensionamento

L'espansore descritto precedentemente deve essere inserito in un ciclo ORC in cui l'evaporatore scambia calore in controcorrente con i fumi di una caldaia domestica, non a condensazione, con una potenza standard di 25 kW.

Tali dispositivi prevedono una temperatura di uscita dei fumi intorno ai 90°C e un rendimento complessivo del 90%. Con una temperatura di uscita dei fumi così bassa si riescono a generare solo portate di vapore modeste, di conseguenza si è deciso di prelevare i fumi ad una temperatura maggiore nonostante questo peggiori il rendimento iniziale della caldaia. L'andamento del rendimento al variare della temperatura di uscita dei fumi è riportato in Fig.7. Tale grafico è stato ottenuto tramite uno studio in *MS Excel* delle prestazioni della caldaia. Per i calcoli si è ipotizzato come combustibile metano e un eccesso d'aria del 25%.

Fissato quindi un rendimento limite, si può ottenere la temperatura finale di uscita dei fumi. A questo punto è possibile ricavare la portata di vapore generabile, che sarà funzione unicamente della pressione superiore del ciclo, in quanto la temperatura è imposta dal surriscaldamento del vapore necessario per non avere liquido a fine espansione nei cilindri. L'utilizzo dei fluidi organici permette di utilizzare valori modesti di surriscaldamento vista la pendenza negativa della curva limite superiore di queste sostanze Fig.4.

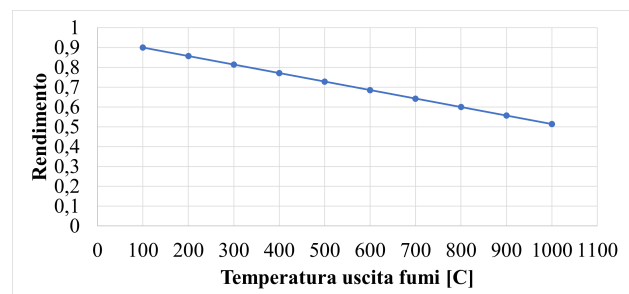


Figura 7 Rendimento - Temperatura uscita fumi

Parametri	Valori
Corsa massima, [m]	0.3
Corsa di progetto, [m]	0.25
Pressione inferiore, [bar]	1.5
Temperatura inferiore, [°C]	25
Altezza pistone, [m]	0.01
Diametro asta, [m]	0.01
Lunghezza asta, [m]	0.64
Resistenza interna, [Ω]	10
Prodotto Bl , [Vs/m]	100
Lunghezza magnete, [m]	0.04
Massa magnete, [kg]	0.2
Coefficiente di attrito statico acciaio-acciaio lubrificato	0.11
Coefficiente di attrito dinamico acciaio-acciaio lubrificato	0.05
Altezza fascia elastica, [m]	0.002
Numero fasce elastiche	2
Fasatura aspirazione, [°]	60
Fasatura scarico, [°]	180

Tabella 2 Caratteristiche *FPE*

Parametri	Valori			
Pressione, [bar]	10	8	6	4
Temperatura, [°C]	100	90	80	70
Frequenza, [Hz]	2.53	2.17	1.69	0.94
Velocità massima pistoni, [m/s]	4.4	3.9	3.10	1.9
Potenza di picco totale, [kW]	3200	2540	1623	629
Potenza media totale, [kW]	490	365	225	88
Tensione di picco, [V]	379	324	259	161
Potenza di picco carico, [kW]	2875	2100	1350	520
Potenza media carico, [kW]	410	300	187	73
Portata, [kg/s]	0.073	0.057	0.04	0.022
Velocità massima fluido, [m/s]	80	70	58	38
Mach massimo	0.53	0.46	0.38	0.25
Rendimento	0.022	0.022	0.02	0.014

Tabella 3 Alesaggio 8 cm, diametro valvole 2.5 cm

L'andamento della portata di vapore generata in funzione della pressione con parametro la temperatura di uscita dei fumi è riportato in Fig.8. Si è supposto di poter raffreddare i fumi fino a 40°C considerando il liquido in ingresso al lato freddo dell'evaporatore a 25°C.

Per trovare le dimensioni ottimali del *FPE* compatibili con le prestazioni della caldaia, sono state eseguite diverse analisi al variare dell'alesaggio e della pressione superiore del ciclo. I risultati ottenuti sono riportati nelle Tab.3, 4, 5 e 6.

Parametri	Valori			
Pressione, [bar]	10	8	6	4
Temperatura, [°C]	100	90	80	70
Frequenza, [Hz]	4	3.25	2.45	1.25
Velocità massima pistoni, [m/s]	5	4.3	3.3	2.05
Potenza di picco totale, [kW]	4250	3090	1870	700
Potenza media totale, [kW]	945	680	400	155
Tensione di picco, [V]	418	360	276	173
Potenza di picco carico, [kW]	3500	2600	1525	600
Potenza media carico, [kW]	800	565	330	130
Portata, [kg/s]	0.07	0.054	0.036	0.018
Velocità massima fluido, [m/s]	95	77	51	30
Mach massimo	0.63	0.51	0.34	0.2
Rendimento	0.046	0.043	0.039	0.032

Tabella 4 Alesaggio 6 cm, diametro valvole 2 cm

Parametri	Valori			
Pressione, [bar]	10	8	6	4
Temperatura, [°C]	100	90	80	70
Frequenza, [Hz]	4.35	3.36	2.5	1
Velocità massima pistoni, [m/s]	4.2	3.4	2.5	1.45
Potenza di picco totale, [kW]	2950	1942	1080	360
Potenza media totale, [kW]	930	616	300	90
Tensione di picco, [V]	350	284	212	122
Potenza di picco carico, [kW]	2450	1620	900	300
Potenza media carico, [kW]	773	514	260	75
Portata, [kg/s]	0.052	0.031	0.019	0.008
Velocità massima fluido, [m/s]	87	70	55	20
Mach massimo	0.58	0.46	0.36	0.153
Rendimento	0.06	0.069	0.058	0.041

Tabella 5 Alesaggio 4 cm, diametro valvole 1.5 cm

Parametri	Valori			
Pressione, [bar]	10	8	6	4
Temperatura, [°C]	100	90	80	70
Frequenza, [Hz]	2.8	2.2	1.4	0.6
Velocità massima pistoni, [m/s]	2.5	2.1	1.55	0.8
Potenza di picco totale, [kW]	1070	716	390	110
Potenza media totale, [kW]	390	225	120	30
Tensione di picco, [V]	212	173	126	67
Potenza di picco carico, [kW]	900	600	320	90
Potenza media carico, [kW]	325	212	100	25
Portata, [kg/s]	0.02	0.013	0.0075	0.003
Velocità massima fluido, [m/s]	60	55	30	17
Mach massimo	0.4	0.36	0.2	0.11
Rendimento	0.065	0.067	0.06	0.036

Tabella 6 Alesaggio 3 cm, diametro valvole 1 cm

In Tab.2 sono invece riportate le caratteristiche mantenute costanti.

In particolare, supponendo un ingombro assiale massimo di circa un 1 m, è stata imposta una corsa di progetto di 25 cm e una limite di 30 cm (la presenza di uno spazio morto è necessaria per le simulazioni). Questo perché l'ingombro assiale è proporzionale a 3 volte la corsa massima (considerando gli avvolgimenti del generatore esterni ai cilindri).

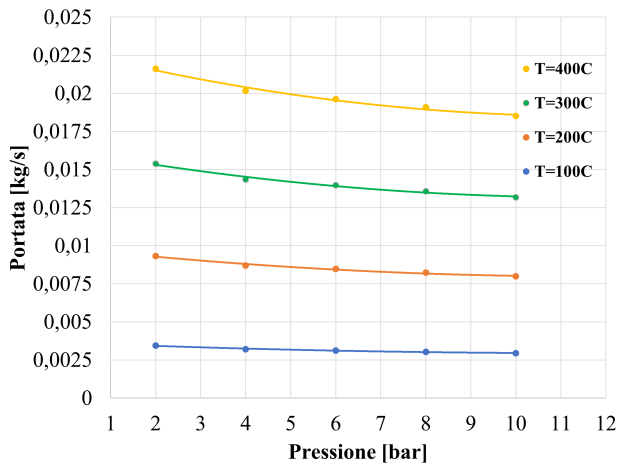


Figura 8 Portata vapore - Pressione di mandata

Il prodotto Bl e la resistenza interna r sono stati ricavati a partire dai risultati del *FPE* studiato in [7], mentre il resto delle caratteristiche elettromagnetiche sono state dedotte dallo stesso modello di *FPE* analizzato in [11]. La resistenza del carico esterno per questa prima fase di analisi è stata considerata fissa e pari a 50 Ω .

Per la fasatura delle valvole a camma sono stati utilizzati i risultati ottimali ottenuti dalle prove descritte in [11], in cui viene dimostrata la notevole influenza che questi parametri hanno sulle prestazioni del ciclo.

L'alzata delle valvole è stata supposta costante e pari a 3 mm [11], mentre il diametro è stato imposto proporzionale all'alesaggio del pistone.

La pressione e la temperatura inferiori del ciclo, rispettivamente 1.5 bar e 25 °C, prossime a quelle del prototipo di ciclo ORC illustrato in [12], sono state scelte supponendo che l'acqua di condensazione dell'impianto abbia una temperatura di 20 °C. Nel caso in cui il condensatore venga alimentato con l'acqua della rete idrica, preriscaldando l'acqua in ingresso alla caldaia può essere recuperata parte del calore di condensazione, con un aumento del rendimento complessivo [13].

Per questa simulazione è stato scelto l'acciaio come materiale di cilindro, pistone e fasce elastiche e, per i coefficienti di attrito lubrificato, i valori presenti in letteratura (Tab.2). Per l'influenza dei diversi tipi di lubrificante sulle prestazioni del sistema si rimanda a [7].

Dalle tabelle si nota che, fissata la corsa, al diminuire della pressione diminuisce la frequenza di

funzionamento. Si deve tenere in considerazione che nella configurazione delle valvole in esame, ovvero valvole a camma comandate da servomotori, il consumo di energia elettrica è direttamente proporzionale alla frequenza [14] ed al diametro delle valvole.

In questo lavoro, per il calcolo del rendimento, è stata trascurata l'energia assorbita dai servomotori, in quanto è possibile comandare le valvole con sistemi diversi da quello dei meccanismi a camma, alcuni con efficienze più promettenti, come ad esempio le valvole idrauliche. Per la loro esiguità sono stati trascurati anche la potenza assorbita dalla pompa ed il calore che potrebbe essere recuperato al condensatore.

Dalle tabelle è possibile notare che, a parità di pressione, vi è una discrepanza crescente tra potenze istantanee e medie all'aumentare dell'alesaggio. Questo comportamento è dovuto alla pendenza dei profili di velocità, che è maggiore ad alesaggi inferiori a causa delle minori inerzie. Di conseguenza per poter sfruttare al massimo le potenzialità dell'alesaggio 8 cm servirebbero corse molto elevate, superiori al metro dalle simulazioni.

Per quanto riguarda il numero di Mach in corrispondenza delle valvole, nonostante questo non sia mai prossimo all'unità, si devono ritenere maggiormente attendibili simulazioni in cui rimane a valori bassi, intorno allo 0.3, altrimenti perde di validità l'ipotesi di incomprimibilità del fluido attraverso cui è stato modellato l'efflusso nelle valvole [15].

Vi sono diverse grandezze di cui non è possibile individuare un andamento caratteristico con l'alesaggio, in quanto nelle varie simulazioni non è stato imposto un fattore di scala: basti osservare che la corsa rimane fissa e pari a 25 cm, così come alcune altre inerzie.

Per lo stesso motivo si può notare che la portata non è direttamente proporzionale alla sezione della valvola in quanto, essendo stata mantenuta costante l'alzata massima, al diminuire del diametro della valvola aumenta il rapporto L_v/D_v e quindi aumenta il coefficiente C_f fissata una generica alzata (Fig.6).

In Fig.9 sono riportati gli andamenti della portata smaltita in funzione dell'alesaggio a diverse pressioni. Confrontandoli con le portate ottenibili in Fig.8 e considerando il numero di Mach in cor-

rispondenza delle valvole, per limitare gli effetti della comprimibilità del fluido, si conviene che l'alesaggio e la pressione più idonei per l'accoppiamento con una caldaia domestica siano 3 cm e 6 bar.

Dalle successive analisi si evidenzia che con questi valori è possibile alimentare l'espansore prelevando i fumi della caldaia tra i 100°C e i 300°C, con un peggioramento del rendimento al massimo di 10 punti percentuali.

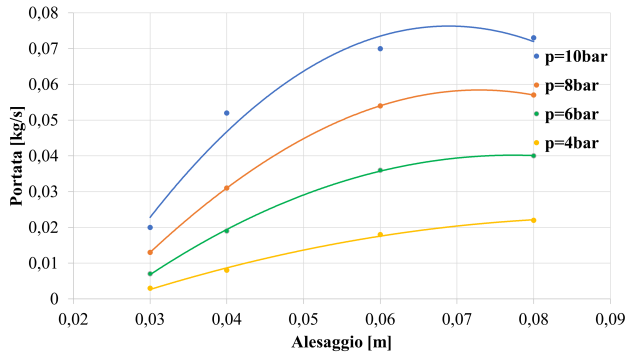


Figura 9 Portata vapore - Alesaggio

3.2. Prestazioni

Fissati un alesaggio di 3 cm ed una pressione di mandata di 6 bar, si passa ad analizzare il comportamento del dispositivo al variare di corsa, resistenza e frequenza.

Nelle Fig.10, 11, 12 e 13 sono riportati gli andamenti di corsa, tensione, potenza e rendimento al variare della frequenza, fissata una resistenza esterna di 50 Ω . Il comportamento decrescente di queste grandezze è spiegato dal fatto che, diminuendo la frequenza, il fluido ha più tempo per espandere, aumentando la corsa complessiva del dispositivo. Questo porta ad una maggiore quantità di entalpia convertita in energia meccanica ed inoltre diminuisce anche l'energia sprecata per l'inversione del moto, in quanto i pistoncini presentano una velocità minore alla fine della corsa. Questi fenomeni comportano un aumento complessivo di corsa, tensione, potenza e rendimento al diminuire della frequenza [7]. Di conseguenza, fissata la resistenza, si deve cercare di far lavorare il FPE alla frequenza più bassa possibile, compatibile con la corsa massima del dispositivo. Per lo stesso motivo, invece si assisterà ad un aumento della frequenza al diminuire della corsa, fissata sempre la resistenza.

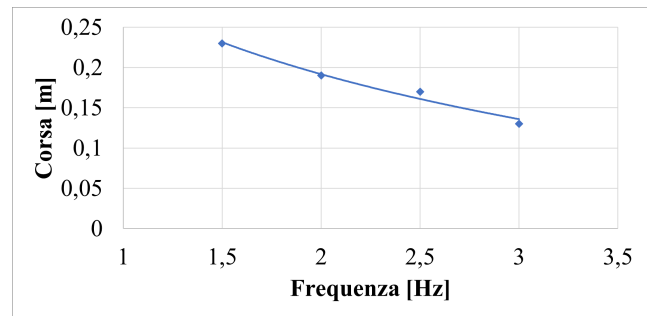


Figura 10 Corsa - Frequenza (resistenza 50 Ω)

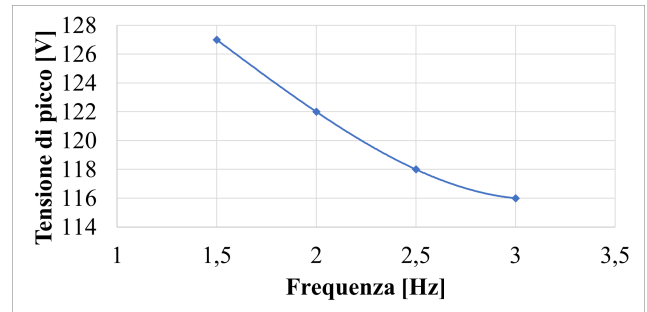


Figura 11 Tensione di picco - Frequenza (resistenza 50 Ω)

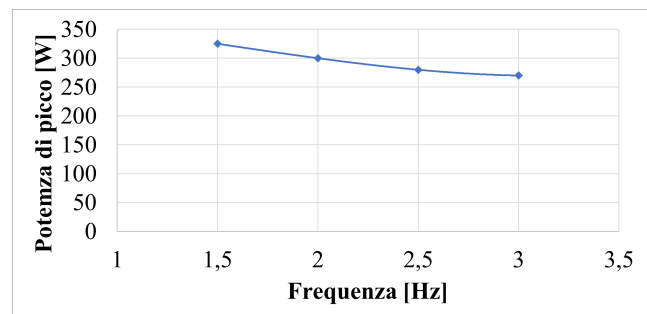


Figura 12 Potenza di picco - Frequenza (resistenza 50 Ω)

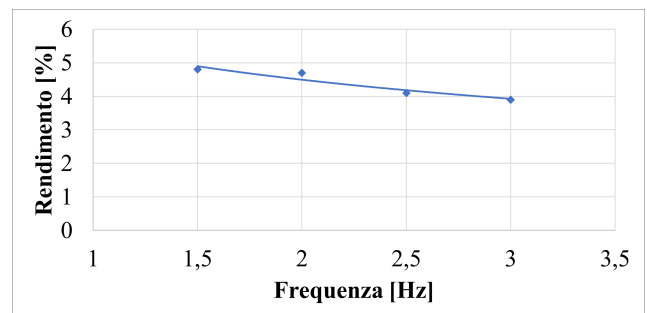


Figura 13 Rendimento - Frequenza (resistenza 50 Ω)

In Fig.14 è riportato l'andamento della corsa in funzione della resistenza, fissata una frequenza di 2 Hz; si può notare come all'aumentare del carico

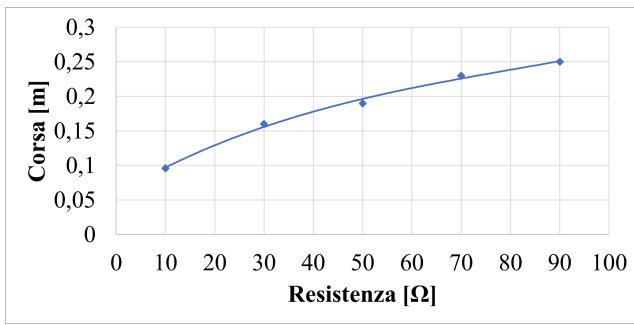


Figura 14 Corsa - Resistenza (frequenza 2 Hz)

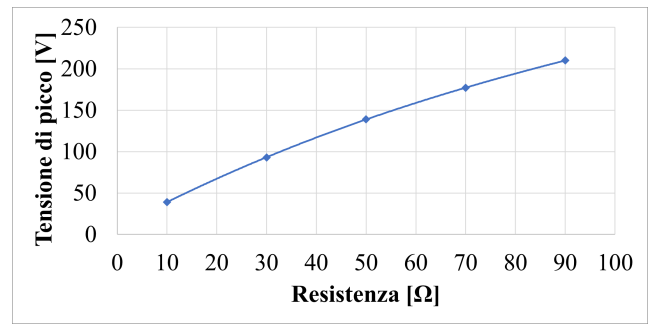


Figura 17 Tensione - Resistenza (corsa 25 cm)

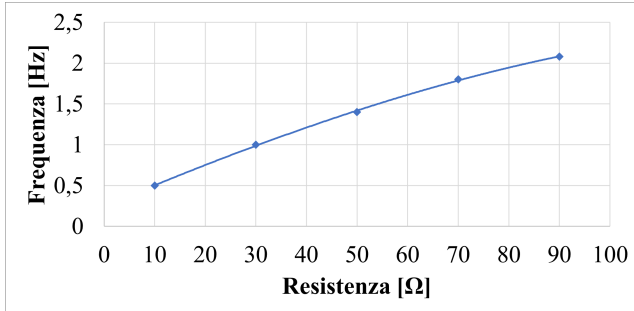


Figura 15 Frequenza - Resistenza (corsa 25 cm)

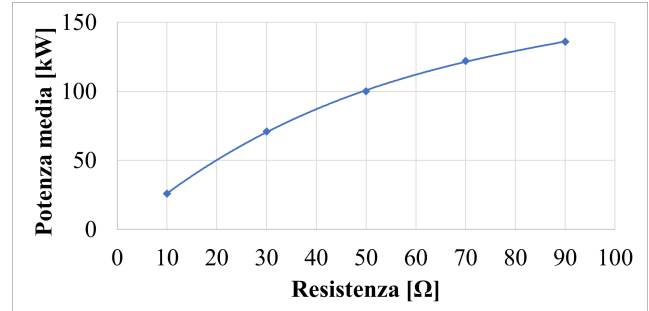


Figura 18 Potenza media - Resistenza (corsa 25 cm)

si ha un aumento della corsa di funzionamento. In Fig.15 è riportato l'andamento della frequenza in funzione della resistenza, fissata una corsa di 25 cm; in questo caso si può osservare un aumento della frequenza all'aumentare della resistenza. Tali comportamenti sono spiegati dal fatto che, aumentando la resistenza, diminuisce la forza elettromagnetica F_m in accordo con Eq.5, quindi aumentano la forza risultante e l'accelerazione del sistema, con un conseguente aumento della velocità (Eq.1) [7] come mostrato in Fig.16. Per le stesse ragioni, ovvero una diminuzione della F_m , si avrà il medesimo comportamento all'aumentare della resistenza interna r o al diminuire del prodotto Bl (Eq.5).

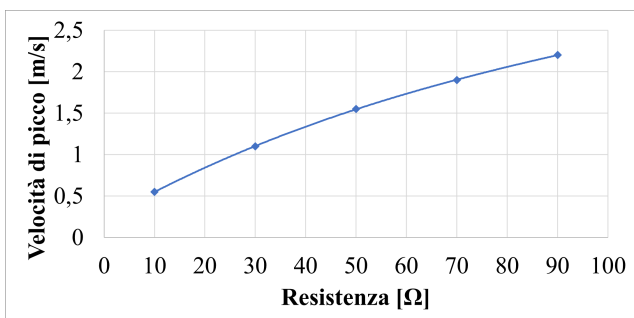


Figura 16 Velocità di picco - Resistenza (corsa 25 cm)

In Fig.17 è riportato l'andamento della tensione in funzione della resistenza, fissata una corsa di 25 cm. L'andamento è crescente poichè, in accordo con Eq.3, crescono sempre con R sia la v che il rapporto $R/(r + R)$.

Nelle Fig.18 e 19 sono riportati gli andamenti della potenza media e di picco in funzione della resistenza, fissata una corsa di 25 cm. Si può osservare un comportamento crescente ma con una pendenza della curva decrescente; questo andamento è dovuto al fatto che la potenza dipende sia dal rapporto $R/(r + R)^2$, decrescente con R , ma anche da v^2 , sempre crescente con R e in maniera predominante (Eq.6). Ma la frequenza, che è sempre crescente con R (Fig.15), ha un effetto negativo sulle prestazioni dell'espansore, per i motivi precedentemente descritti, e questo si riflette in una diminuzione della pendenza della curva.

In Fig.20 è riportato l'andamento del rendimento (Eq.11) in funzione della resistenza, fissata una corsa di 25 cm. Si osserva un comportamento dapprima crescente e, dopo un certo valore ottimale di resistenza, decrescente [7]. Questo è dovuto al particolare comportamento della potenza media al variare della resistenza appena descritto. La presenza del massimo comporta

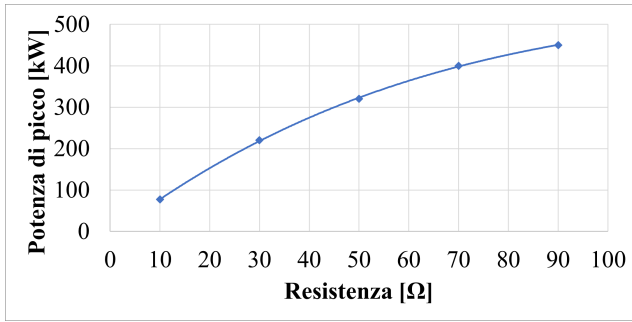


Figura 19 Potenza di picco - Resistenza (corsa 25 cm)

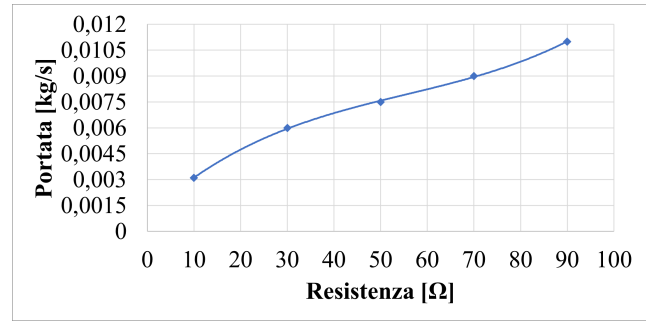


Figura 22 Portata - Resistenza (corsa 25 cm)

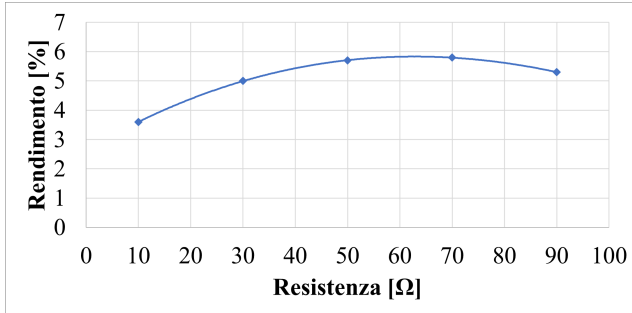


Figura 20 Rendimento - Resistenza (corsa 25 cm)

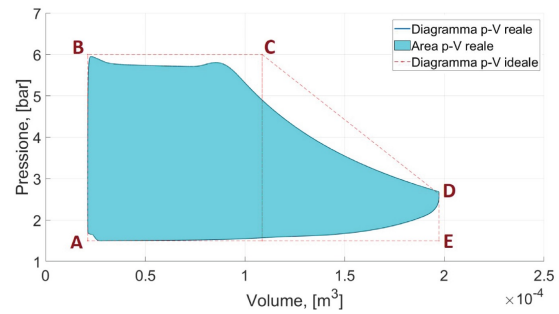


Figura 23 Diagramma p-V (corsa 25 cm, resistenza 50 Ω)

che, nel dimensionamento del generatore, si dovranno tenere in considerazione le caratteristiche elettriche del circuito a cui andrà accoppiato.

In Fig. 21 è riportato l'andamento del numero di Mach in funzione della resistenza, fissata una corsa di 25 cm. Il comportamento crescente si spiega in quanto, all'aumentare della resistenza, aumenta la frequenza e quindi anche la portata (Fig. 22). Di conseguenza, le valvole dovranno smaltire un flusso maggiore, rimanendo aperte per un tempo minore ad ogni ciclo, con un conseguente aumento della velocità di attraversamento.

In Fig. 23 è invece riportato il diagramma p-V del ciclo (reale e ideale), fissata una corsa di 25 cm e

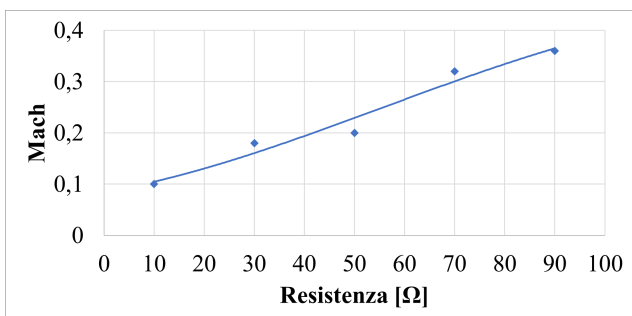


Figura 21 Mach - Resistenza (corsa 25 cm)

una resistenza di 50 Ω .

I tratti individuati sul grafico ideale hanno il seguente significato: A-B-C è la fase di aspirazione, C-D quella di espansione e D-E-A la fase di scarico [11].

Il valore del rendimento indicato per questa configurazione risulta del 80% (Eq. 12).

Questo parametro quantifica lo scostamento tra ciclo ideale e reale, e permette di identificare quanta entalpia viene convertita in energia meccanica e quanta invece ne viene sprecata. Quindi, il suo valore permette di quantificare le prestazioni della sola fase di espansione, al netto del resto del ciclo [16]. Il suo andamento, in funzione della frequenza, è lo stesso del rendimento elettrico.

Si può osservare infine che il volume iniziale del grafico non parte da un valore nullo in quanto la corsa massima a disposizione del pistone è maggiore della corsa di progetto.

4. Conclusioni

Questo studio ha permesso di modellare e simulare il funzionamento di un espansore a pistone li-

bero a doppio effetto, da inserire in un ciclo ORC, per il recupero del calore di scarto di una caldaia domestica da 25 kW.

Per il dimensionamento dell'espansore si è partiti da alcuni dati geometrici e strutturali, ricavati da articoli scientifici di interesse.

La corsa massima del dispositivo è stata scelta pari a 25 cm in base a esigenze di ingombro, mentre come fluido di lavoro è stato considerato l'*R245fa*. Successivamente sono state condotte diverse simulazioni al variare dell'alesaggio del dispositivo e della pressione di mandata, con lo scopo di quantificare la portata di vapore elaborata.

Attraverso uno studio delle prestazioni della caldaia è stato possibile stimare la portata di vapore generabile al variare della temperatura di ingresso dei fumi all'evaporatore e anche il conseguente peggioramento del rendimento.

Grazie a queste analisi sono stati individuati un valore ottimale di alesaggio pari a 3 cm e una pressione superiore di 6 bar. Con questi valori, inoltre, è stato possibile mantenere valida l'ipotesi di incomprimibilità del fluido nell'attraversamento delle valvole.

La pressione e temperatura inferiore del ciclo sono state considerate fisse e pari rispettivamente a 1.5 bar e 25 °C.

Per alimentare il dispositivo in questa configurazione è necessario prelevare i fumi tra i 100 e i 300°C, con un peggioramento massimo del rendimento della caldaia inferiore al 10%.

Infine, sono state analizzate le prestazioni del dispositivo al variare della frequenza di funzionamento e della resistenza del carico esterno. Le simulazioni hanno evidenziato un peggioramento del rendimento elettrico all'aumentare della frequenza e un massimo del rendimento in funzione della resistenza.

La potenza media generata è 100 W per $R=50\ \Omega$ e $f=1.4\ \text{Hz}$, con picchi di 320 W e 100 V in corrispondenza di una portata elaborata di 0.0075 kg/s, con un peggioramento del rendimento della caldaia inferiore al 5%.

Lo studio del FPE in esame ha evidenziato rendimenti teorici bassi, di valore massimo intorno al 6%, in linea con gli espansori di piccola taglia utilizzati in cicli ORC [17]. Tale rendimento, tuttavia, si riduce notevolmente se viene considerata anche la potenza assorbita dai servomotori per il funzionamento delle valvole.

Inoltre, data la struttura a pistone libero del dispositivo, devono essere presenti dei controlli efficienti per evitare che la corsa superi il valore massimo, altrimenti i pistoni urterebbero contro le testate. Per lo stesso motivo, in caso di mancanza della corrente esterna devono essere presenti dei sistemi di continuità per permettere il funzionamento dei servomotori fino all'arresto graduale del moto, per evitare danni al sistema.

In questa configurazione, quindi, il sistema evidenzia rendimenti non particolarmente elevati e una struttura complessa, oltre a ingombri assiali non trascurabili necessari per garantire una buona espansione del fluido.

Di conseguenza, in questo studio non è stato rilevato un evidente vantaggio nell'uso del sistema FPE rispetto ad altre tipologie di espansore classiche, almeno per applicazioni di taglia modesta.

Riferimenti bibliografici

- [1] S.QUOILIN, V.LEMORT, J.LEBRUN, Experimental study and modelling of an Organic Rankine Cycle using scroll expander, *Applied Energy* 87 (2010) 1260-1268.
- [2] T.HUNG, T.SHAH, S.WANG, A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat, *Energy* 22 (1997) 661-667.
- [3] B.PREETHAM, L.WEISS, Investigations of a new free piston expander engine cycle, *Energy* 106 (2016) 535-545.
- [4] X.HOU, H.ZHANG, F.YU, H.LIU, F.YANG, Y.XU, Y.TIAN, G.LI, Free piston expander-linear generator used for organic Rankine cycle wasteheat recovery system, *Applied Energy* 208 (2017) 1297-1307.
- [5] J.BAO, L.ZHAO, A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 24 (2013) 325-342.
- [6] Valutazione di Impatto Ambientale, Progetto "Castelnuovo Val di Cecina Magma Energy".
- [7] X.HOU, H.ZHANG, Y.XU, F.YU, T.ZHAO, Y.TIAN, Y.XIAN, R.ZHAO, External load re-

- sistance effect on the free piston expander-linear generator for organic Rankine cycle waste heat recovery system, *Applied Energy* 212 (2018) 1252-1261.
- [8] B.ROY, K.M.PANDEY, Characterization of shrouded intake valve in terms of mean flow coefficient and swirl ratio, *International Journal of Applied Engineering Research* 1 (2016) 273-277.
- [9] HAROLD A. ROTHBARTH, Cam design Handbook, McGraw-Hill (2004).
- [10] MICHELE MANNO, Materiale Didattico di Supporto al Corso di Progetto di Macchine, (2020).
- [11] Y.H.XU, L.TONG, H.ZHANG, X.HOU, F.YANG, F.YU, J.LI, T.ZHAO, M.ZHANG, Experimental investigation of a free piston expander-linear generator with different valve timings, *Applied Thermal Engineering* 142 (2018) 555-565.
- [12] S.H.KANG, Design and experimental study of ORC (organic Rankine cycle) and radial turbine using R245fa working fluid, *Energy* 41 (2012) 514-524.
- [13] M. BIANCHI, P. R. SPINA, G. TOMASSETTI, D. FORNI, E. FERRERO, Le tecnologie innovative ed efficienti nei sistemi di generazione in assetto co-trigenerativo e nei sistemi integrati con unità a pompa di calore nelle applicazioni industriali e del terziario, *Ricerca di Sistema*, Report RSE 2009/18.
- [14] G.LI, H.ZHANG, F.YANG, S.SONG, Y.CHANG, F.YU, J.WANG, B.YAO, Preliminary Development of a Free Piston Expander-Linear Generator for Small-Scale Organic Rankine Cycle (ORC) Waste Heat Recovery System, *Energies* 9 (4) (2016) 300.
- [15] FILIPPO SABETTA, *Gasdinamica*, Edizioni Ingegneria 2000.
- [16] X.HOU, H.ZHANG, F.YU, H.LIU, F.YANG, Y.XU, Y.TIAN, G.LI, Free piston expander-linear generator used for organic Rankine cycle wasteheat recovery system, *Applied Energy* 208 (2017) 1297-1307.
- [17] I sistemi a ciclo Rankine organico nell'ambito della micro-cogenerazione, *InfoBuildEnergia* (2017).