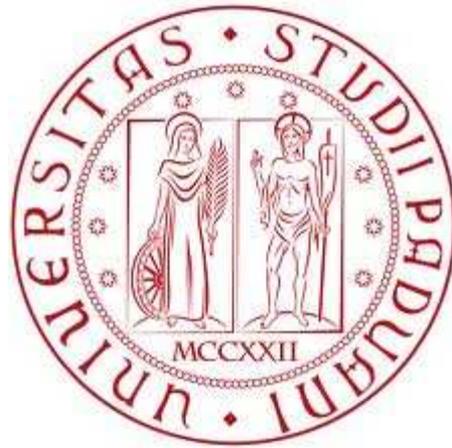


Università degli studi di Padova

Facoltà di Ingegneria



Corso di laurea in Ingegneria Meccanica

**LA TURBINA TESLA NELLE APPLICAZIONI COGENERATIVE
DI PICCOLA TAGLIA**

THE TESLA TURBINE IN SMALL SIZE COGENERATION

Relatore: Prof. Ing. Alarico Macor

Co relatore: Prof. Ing. Antonio Rossetti

Candidato: Fabio Vandin

Anno accademico 2011/2012

INDICE

1...INTRODUZIONE

2...CICLI RANKINE ORGANICI ORC

2-1...PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO

2-2...APPLICAZIONI

2-3...ANALISI TERMODINAMICA

2-4...VANTAGGI DEL CICLO ORC

2-5...SCELTA DEL FLUIDO ORGANICO

2-6...SCELTA DELL'ESPANSORE

3...UNITA' ORC COGENERATIVE DI PICCOLA TAGLIA

4...TURBINE TESLA

4-1...DESCRIZIONE DELLA TURBINA

4-2...MODELLO DI ANALISI

4-3...DIMENSIONAMENTO TURBINA TESLA DI PICCOLA POTENZA

4-4...RISULTATI E CONCLUSIONI

NOMENCLATURA

BIBLIOGRAFIA

1. INTRODUZIONE

Negli ultimi anni, a causa dei fattori ambientali ed economici, la ricerca di fonti di energia alternative e rinnovabili (solare, biomassa, geotermico, eolico) è aumentata, soprattutto a livello di piccole e medie potenze.

Significativa importanza è stata data anche alle fonti di energia a bassa temperatura come il recupero del calore di scarto proveniente da lavorazioni industriali, quali centrali nucleari, cementifici, forni, ecc.; queste fonti hanno il pregio di essere economicamente vantaggiose, proprio perché sono di facile utilizzo e non richiedono costi elevati per lo sfruttamento e nella maggior parte dei casi sono fumi di scarico o acqua ad elevata temperatura.

Per sfruttarle in applicazioni di piccole e medie potenze, i sistemi convenzionali, come ad esempio i cicli a vapore, sono risultati svantaggiosi sia dal punto di vista economico che da quello del rendimento, per cui la ricerca e lo studio si sono concentrati su alternative più efficienti come i cicli Rankine organici (ORC).

Tale Tesi tratterà l'analisi del principio di funzionamento di un ciclo Rankine organico (ORC) mettendo in evidenza le caratteristiche fondamentali e i fattori che ne influenzano il rendimento e la progettazione.

L'analisi non sarà specifica o dettagliata ma più generica e prenderà in considerazione gli aspetti principali e qualitativi che contraddistinguono i cicli Rankine organici.

Oltre a considerare all'aspetto ingegneristico, sono state effettuate delle ricerche sul mercato, per vedere cosa offre e tra alcune aziende, operanti nel settore della cogenerazione di unità ORC, per capire su cosa hanno incentrato lo sviluppo [10-20].

L'obiettivo principale di questo lavoro è di creare un modello di analisi per una Turbina Tesla, che permetta di ottenere i parametri di progetto necessari al dimensionamento della macchina ed al calcolo delle sue prestazioni. Essendo una macchina ancora in fase sperimentale, fino ad oggi sono stati eseguiti soltanto test di laboratorio per analizzarne le prestazioni, per questo motivo si farà riferimento allo studio condotto da Van P. Caray [21] che si basa sul principio di conservazione del momento angolare e su una rappresentazione monodimensionale del flusso tra i dischi.

Utilizzando l'analisi sopra scritta, verrà fatto un dimensionamento di massima ipotizzando di integrare la Turbina Tesla in un ciclo ORC di piccola taglia, che sfrutta calore di scarto a bassa temperatura.

Lo schema di dimensionamento che s'intende ottenere non sarà specifico, ma bensì il più generale possibile in modo da evidenziare i parametri su cui poter intervenire per variare e migliorare le prestazioni della Turbina Tesla.

2. CICLI RANKINE ORGANICI ORC

2.1. PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO

Il ciclo Rankine organico è un ciclo Rankine chiuso simile a quello a vapore, dove l'unica differenza significativa sta nel fluido di lavoro utilizzato.

In questi cicli organici si utilizzano, in particolare, fluidi con maggior peso molecolare rispetto all'acqua come ad esempio gli idrocarburi, gli HCFC, i polisilossani o i fluidi frigorigeni.

I fluidi organici hanno la caratteristica di avere un peso molecolare elevato e bassa temperatura di cambiamento di fase, se da un lato questo riduce la quantità di energia estraibile, dall'altro consente di sfruttare sorgenti di calore a bassa temperatura come, ad esempio, l'energia solare.

Nella figura 1 è possibile vedere un esempio generico d'impianto cogenerativo ORC che, anche per applicazioni diverse, non si discosterà di molto dalla schematizzazione generale.

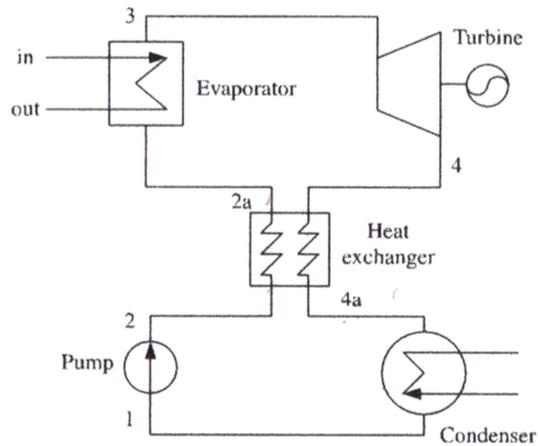


Fig 1: Schematizzazione base per impianti ORC cogenerativi

Prendendo in considerazione, ad esempio, l'applicazione con biomassa solida, la fonte termica sarà costituita dal calore derivante dalla combustione della biomassa stessa.

La combustione avviene ad una temperatura di circa 1200 K e il calore viene trasferito al generatore attraverso un circuito chiuso di olio termico.

Lo scambio termico non avviene direttamente perché, a causa dell'instabilità chimica del fluido organico ad alte temperature e pressioni, si avrebbe il surriscaldamento locale del fluido organico, per questo motivo la temperatura massima per il fluido nei cicli ORC è di circa 600 K.

Nei cicli a vapore il problema maggiore, per le turbine, è la formazione di fluido bifase negli ultimi stadi di espansione, il quale è composto da vapore con goccioline di liquido che causa danni strutturali agli organi palettati del rotore. Per ovviare a questo problema, era necessario surriscaldare il vapore all'entrata in turbina in modo che, nel diagramma di ciclo T-s, il punto di fine espansione non si trovasse più nella zona di vapore all'interno della campana critica (fig 2 a).

Nei cicli Rankine a fluido organico tale problema è pressoché assente perché, mentre la pendenza della curva T-s del vapore d'acqua è negativa, la pendenza della curva di un fluido organico è positiva o nulla (fig 2 b), per questo motivo il punto di fine espansione sarà sempre nella zona di vapore saturo secco e non ci sarà formazione di fluido bifase.

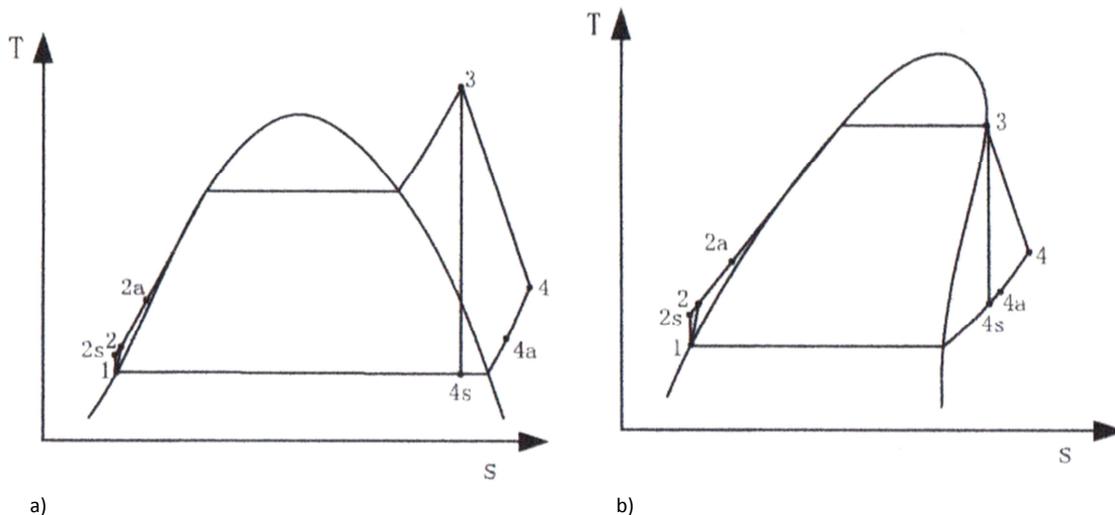


Fig 2: Diagrammi T-s del ciclo ORC di un impianto cogenerativo, a) acqua come fluido; b) fluido organico.

A fine espansione il vapore è raffreddato e riportato alla fase liquida, utilizzando un condensatore raffreddato ad acqua e successivamente pompato di nuovo nell'evaporatore per ripetere il ciclo.

L'acqua del condensatore passa da temperatura ambiente a circa 80-100°C, perciò può essere recuperata e utilizzata per altre applicazioni di scambio termico, ad esempio in una rete di tele riscaldamento.

Normalmente è possibile inserire uno scambiatore di calore tra turbina e condensatore in modo da poter preriscaldare il fluido in entrata all'evaporatore.

Il preriscaldamento può essere fatto assorbendo il calore nel circuito di condensazione o utilizzando il vapore in uscita dalla turbina.

Come dimostrato dallo studio di Yiping Dai, Jiangfeng Wang e Lin Gao [1], lo scambiatore di calore non ha alcun effetto sull'aumento di potenza elettrica prodotta, ma solo sull'efficienza di ciclo.

Il motivo deriva dal fatto che con lo scambiatore di calore si ridurrebbe l'aggiunta di calore del fluido di lavoro, il calore di scarto disponibile diventa inferiore a quello senza scambiatore interno.

Nella teoria dei cicli Rankine a vapore è dimostrato che, per aumentare l'efficienza termica del ciclo, è sufficiente surriscaldare il vapore per farne alzare la temperatura in ingresso della turbina, in questo modo si aumenta la differenza di temperatura tra ingresso ed uscita e di conseguenza aumenta l'energia scambiata.

Quanto detto sopra non è vero se si considerano i cicli ORC, perché è stato dimostrato da Yiping Dai, Jiangfeng Wang e Lin Gao[2] che più si surriscalda il fluido più l'efficienza termica diminuisce.

In sostegno a quest'ultima tesi c'è da sottolineare che se si surriscalda il fluido, la pressione e la temperatura nell'evaporatore aumenteranno e quindi si dovranno utilizzare materiali più resistenti e misure di sicurezza maggiori nella realizzazione dell'impianto

2-2. APPLICAZIONI

Come detto in precedenza, i cicli Rankine organici ORC hanno il vantaggio di riuscire a sfruttare fonti di calore a bassa temperatura per cui la loro applicazione sarà concentrata nelle zone dove la fonte di calore è di facile reperibilità ed utilizzo.

Questa tecnologia, negli ultimi anni, ha avuto svariate applicazioni nell'ambito di piccole e medie potenze, soprattutto nel campo della cogenerazione, sfruttando fonti di energia rinnovabili ed ecologiche.

Di seguito si elencano i principali campi in cui questa tecnologia ha avuto maggior diffusione:

- **BIOMASSA LIQUIDA E SOLIDA:** (oli vegetali di colza, soia, girasole, mais, arachidi, olio di palma, legno, cippato, trucioli, corteccia, sansa, lolla, nocciolino, scarti ecc...): calore generato dalla combustione della biomassa, in motori endotermici per quella liquida e in caldaie per quella solida;
- **CALORE DI SCARTO:** (fonderie, cementifici, vetrerie, motori a combustione interna ecc...): il calore di scarto dei fumi industriali, da motori a combustione interna o di un ciclo con turbina a gas;
- **SOLARE:** con l'utilizzo di pannelli solari è possibile applicare questa tecnologia non solo come fonte di calore, ma anche come unità di desalinificazione dell'acqua;
- **GEOTERMICO:** si sfrutta il calore nel sottosuolo ad una temperatura di circa 200 °C.

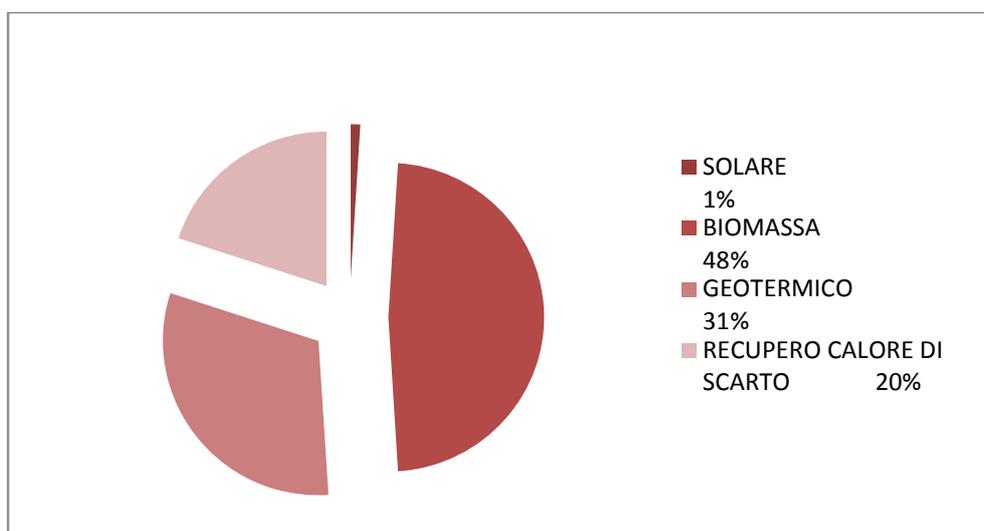


Fig 3: Distribuzione nel mercato ORC delle principali applicazioni cogenerative [3].

2.3. ANALISI TERMODINAMICA

Con riferimento alle figure 2 e 3a è possibile fare un'analisi termodinamica del ciclo per il calcolo delle prestazioni e dell'efficienza, la quale fornirà i principali parametri per il dimensionamento dell'impianto e dei principali organi che lo compongono come, ad esempio, pompa, turbina, scambiatore o evaporatore.

L'efficienza del ciclo termico o rendimento termico è funzione della potenza termica ceduta dalla fonte e dal lavoro netto ottenuto, questo rendimento si esprime con l'equazione

$$\eta_{thm} = \frac{W_{netto}}{Q_{evap}} = \frac{W_{turb} - W_{pump}}{Q_{evap}}$$

dove W_{turb} e W_{pump} sono il lavoro prodotto dalla turbina e quello assorbita dalla pompa e Q_{evap} è il calore fornito dalla fonte.

La potenza termica a disposizione non è altro che il calore trasferito dalla fonte di calore al fluido organico per mezzo dell'evaporatore

$$Q_{evap} = h_3 - h_{2a}$$

mentre nel caso senza scambiatore il calore fornito diventa

$$Q'_{evap} = h_3 - h_2.$$

Possiamo definire anche un rendimento dello scambiatore dato dall'equazione

$$\eta_{scamb} = \frac{h_{2a} - h_2}{h_4 - h_{4a}}.$$

Nella cogenerazione ORC si utilizza sempre lo scambiatore perché, anche se non influisce sulla potenza prodotta, l'efficienza di ciclo risulterà maggiore.

Come in tutte le trasformazioni termodinamiche sono presenti delle irreversibilità che portano a uno stato reale ben diverso da quello ideale.

Per tener conto delle irreversibilità definiamo il rendimento isoentropico di pompa e turbina nelle quali avvengono le trasformazioni termodinamiche

$$\text{rendimento pompa } \eta_{pump} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

$$\text{rendimento turbina } \eta_{turb} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}}$$

Nel nostro caso gli organi che generano o utilizzano lavoro sono la turbina/espansore e la pompa di alimentazione, quindi il lavoro della pompa sarà pari a

$$W_{pump} = h_2 - h_1$$

mentre quello della turbina sarà

$$W_{turb} = h_3 - h_4.$$

Potendo utilizzare l'acqua in uscita dal condensatore in impianti di teleriscaldamento, la portata acqua nel condensatore sarà data da

$$\dot{m}_{cond} = \frac{\dot{m}_v(h_{4a} - h_1)}{c_{pH_2O}(T_u - T_l)}.$$

e la portata di massa di fluido organico sarà data da

$$\dot{m}_v = \frac{P_{term}}{W_{netto}}$$

Il termine h identifica il valore di entalpia mentre il pedice si riferisce al punto corrispondente nello schema dell'impianto.

Il valore di entalpia è possibile leggerlo dal diagramma T-s del fluido altrimenti si può ricavare dalla relazione

$$h = c_p T$$

dove T è la temperatura espressa in gradi K, invece c_p corrisponde al calore specifico a pressione costante.

2.4. VANTAGGI DEL CICLO ORC

Rispetto ai convenzionali impianti Rankine a vapore, con le unità ORC, si possono avere i seguenti vantaggi:

- elevata efficienza di ciclo per sorgenti di calore a bassa temperatura;
- bassa sollecitazione turbina/espansore dovuta alla minore velocità periferica;
- bassa velocità rotazione che consente l'accoppiamento diretto turbina-generatore (3000g/min);
- basse pressioni di vaporizzazione anche in vicinanza del punto critico;
- espansione sempre in zona di vapore surriscaldato, quindi non c'è umidità che danneggerebbe la turbina;
- salto termico (calore latente di vaporizzazione) e rapporto pressioni max/min minore che consente l'utilizzo di turbine monostadio o tecnologia scroll, perciò più piccole ed economiche;
- lunga durata e poca manutenzione;
- costi ridotti e maggior sicurezza, perché si opera con pressioni e temperature molto più basse rispetto ai cicli a vapore;
- no emissioni poiché il circuito è chiuso;
- non occorre personale per il funzionamento, può essere controllato a distanza e può funzionare a carichi parziali.

Con i cicli Rankine organici si sfrutta il calore di scarto di altri processi industriali, come quello generato dalla combustione di biomassa solida, oppure si utilizzano risorse rinnovabili, tra cui geotermico e solare, questo è un pregio sia in fatto economico che ecologico.

Anche se possiede grandi vantaggi, l'utilizzo della tecnologia ORC riscontra alcuni ostacoli o svantaggi economici e tecnologici:

- alto costo d'investimento dovuto al fatto che è una tecnologia ancora in fase di sviluppo;
- necessità di caldaia con circuito ad olio diatermico;
- smaltimento dell'olio diatermico;
- progetto o sviluppo di espansori volumetrici.

2.5. SCELTA DEL FLUIDO ORGANICO

La scelta del fluido adatto nei cicli ORC gioca un ruolo chiave perché determina sia le prestazioni che i costi della realizzazione dell'impianto, la scelta verrà effettuata a seconda dell'applicazione e del livello della fonte calore, ma ogni fluido dovrà possedere caratteristiche ben precise.

Con riferimento all'articolo [4], di seguito sono elencate le proprietà che il fluido organico nel ciclo ORC deve avere:

- curva del diagramma T-s con pendenza positiva o nulla;
- alto calore latente di vaporizzazione;
- alta densità (fase liquida/gassosa);
- parametri critici moderati (temperatura e pressione);
- calore specifico alto;
- pressioni di condensazione e vaporizzazione accettabili (rispettivamente >1 bar e <25 bar);
- buone proprietà di trasferimento calore (bassa viscosità, alta conducibilità termica);
- buona stabilità termica e chimica soprattutto ad alte temperature;

- buona compatibilità con i materiali (non corrosivo);
- alte caratteristiche termodinamiche (alta efficienza energetica/energetica);
- buone caratteristiche di sicurezza (non tossico, non infiammabile);
- bassi costi e buona affidabilità;
- basso impatto ambientale.

FLUIDO	MASSA MOLECOLARE [g/mol]	PRESSIONE CRITICA [MPa]	TEMPERATURA CRITICA [K]	TEMPERATURA VAPORIZZAZIONE [K]
Acqua	18	22,06	647	373
Ammoniaca	17	11,33	405,3	239,7
Isobutano	58,1	3,648	408,5	261,5
Butano	58,122	3,796	425,12	272,6
n-pentano	72,15	3,36	469,5	308
Benzene	78,14	4,9	562,2	353
Toluene	92,14	4,11	592	536
R134a	102	4,06	374,15	248
Etilbenzene	106,167	3,61	617	570
R141b	116,95	4,46	479,96	305,2
Propylbenzene	120,19	3,20	638	573
R12	121	4,13	385	243,2
R245fa	134,05	3,64	427,2	288,05
R245ca	134,05	3,925	447,57	298,28
Butilbenzene	134,22	2,89	661	573
R11	137	4,41	471	296,2
R236ea	152,04	3,502	412,44	279,34
R123	152,93	3,662	456,83	300,97
R114	170,92	3,257	418,83	276,74
R113	187	3,41	487,3	320,38

Tab 1: Proprietà termodinamiche dei principali fluidi organici per ORC ordinati con massa molecolare crescente [5],[6],[7].

Nella tabella 1 sono elencati i fluidi organici utilizzati maggiormente per impianti ORC con alcuni parametri termodinamici importanti quali punto critico, massa molecolare e temperatura di vaporizzazione, inoltre, sono stati inseriti i parametri dell'acqua per confrontarne le caratteristiche con ogni singolo fluido organico ed è possibile notare come la massa molecolare dell'acqua sia inferiore a quella dei fluidi organici, con influenza sulla temperatura di vaporizzazione.

I fluidi con temperatura critica più elevata permettono un'evaporazione ad una temperatura superiore, ma lavorano con salti di pressione più contenuti, che potrebbero ridurre l'effetto utile ottenibile.

Tornando sull'aspetto del surriscaldamento, se in qualche caso potrebbe portare ad un aumento dell'efficienza, dall'altro causerà costi maggiori per la realizzazione dello scambiatore dovuti ai bassi valori di coefficiente di scambio termico di questi fluidi.

Con il grafico di figura 4 si mette a confronto le curve T-s di alcuni fluidi organici con quella dell'acqua, si nota subito la differenza di pendenza che permette di restare nella zona di vapore saturo secco a fine espansione, anche senza surriscaldamento.

Nel caso del butano la pendenza è fortemente positiva mentre se si considera l'ammoniaca si nota che la pendenza resta negativa.

Nel caso dei fluidi frigorigeni la pendenza è praticamente nulla ma, considerando le irreversibilità di espansione, il punto di uscita sarà sicuramente nella zona di vapore secco.

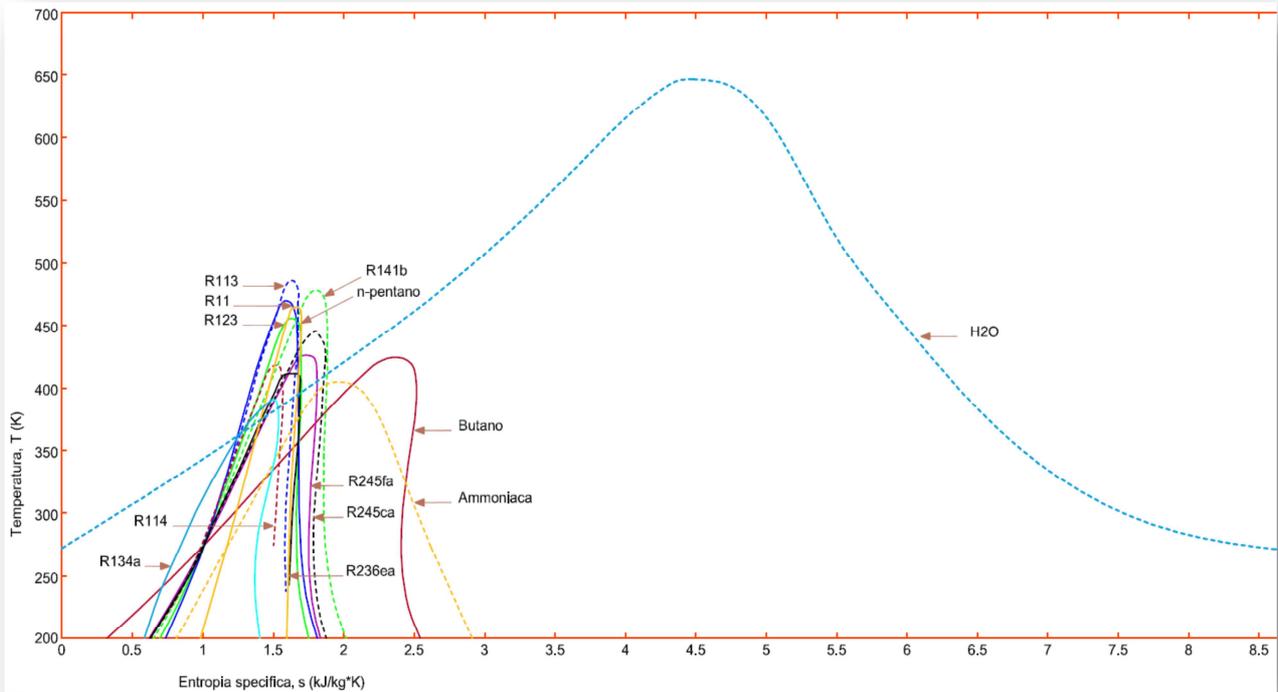


Fig 4: Grafico T-s dei principali fluidi organici per ORC.

2.6. SCELTA DELLA TURBINA O ESPANSORE

Le turbine o gli espansori nei cicli Rankine organici sono normalmente la parte più costosa degli impianti, può essere circa il 60-70% del costo totale del sistema.

Il fattore economico porta, quindi, a uno studio attento dell'applicazione e delle specifiche del sistema in modo da poter scegliere la giusta tipologia di macchina, turbina o espansore, che massimizzi il rendimento e la produzione di energia elettrica.

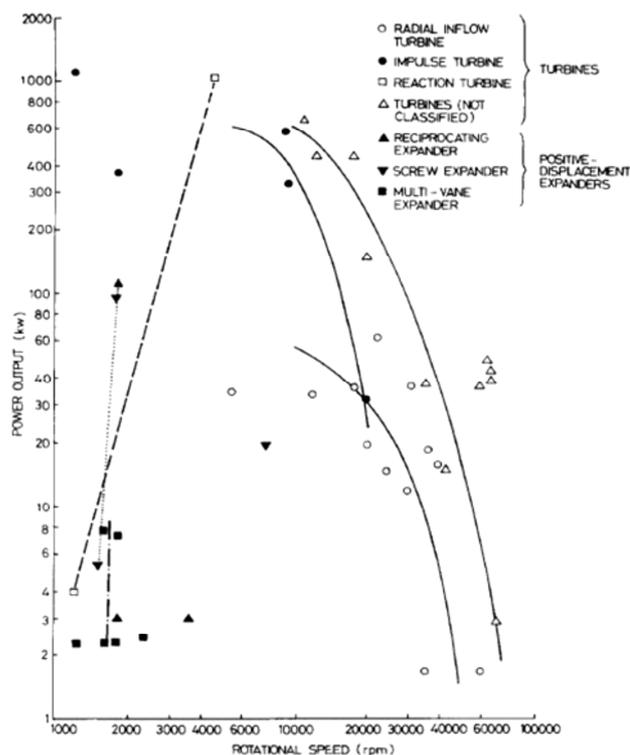


Fig 5: Utilizzo di turbine o espansori in funzione della velocità di rotazione e del range di potenza [8]

Nella figura 5 viene mostrata una classificazione in funzione della velocità di rotazione e della potenza elettrica generata in uscita.

Per le turbine la velocità di rotazione è direttamente proporzionale all'efficienza, con basse velocità il rendimento cala e di conseguenza anche la potenza generata, per questo motivo a velocità inferiori ai 5000 g/min gli espansori sono più indicati.

Nei cicli ORC l'utilizzo di un fluido organico ad alta massa molecolare permette di avere velocità di rotazione molto ridotte quindi, considerando piccole taglie di potenza, gli espansori sono molto più vantaggiosi rispetto alle turbine convenzionali.

Disporre di una bassa velocità di rotazione consente l'accoppiamento diretto con il generatore elettrico senza l'utilizzo di riduttori, una maggior durata dei componenti che subiranno poche sollecitazioni.

Questi fattori di vantaggio si possono tradurre facilmente in un considerevole risparmio economico nella realizzazione dell'impianto.

La cogenerazione con unità ORC è una tecnologia recente ancora in fase di studio, per questo motivo le aziende produttrici di unità ORC hanno brevettato propri modelli di espansori volumetrici o li hanno sviluppati partendo da prototipi esistenti.

Molto spesso la ricerca di nuove tipologie di espansori ha portato all'utilizzo anche di macchine utilizzate inizialmente come compressori capaci di svolgere la fase di espansione invertendo soltanto il senso di rotazione del rotore senza dover modificare nessun componente del rotore o dell'involucro.

Nelle figure 6 e 7 sono mostrati due tipi di espansori, il primo è un espansore a vite, mentre il secondo è un espansore a spirale brevettato dall'azienda Eneftech.

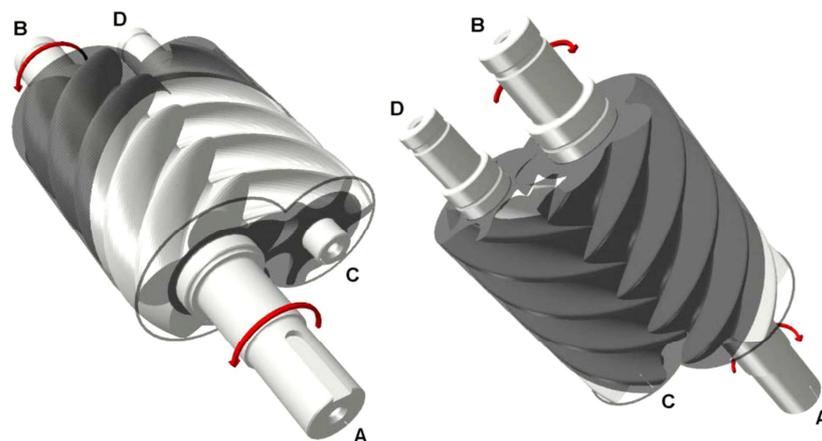


Fig 6: Espansore a vite [9]

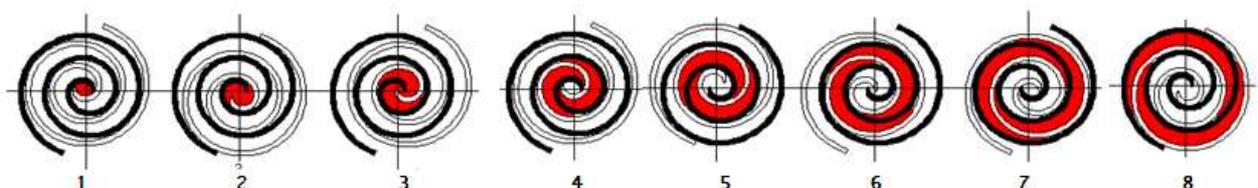


Fig 7: Espansore a spirale con le varie fasi di espansione e moto del fluido all'interno [10]

La tipologia a vite è un espansore volumetrico usato molto spesso nelle unità ORC di piccola taglia perché molto semplice ed economico, può funzionare anche con formazione di fluido bifase durante l'espansione senza correre il pericolo di danneggiamenti strutturali.

L'espansore a vite è composto principalmente di due elementi, un maschio a 4 lobi e una femmina a 6 lobi, il lavoro è generato dall'espansione del fluido intrappolato tra i lobi, maschio e femmina, che a loro volta sono messi in rotazione.

L'espansore a spirale è composto da una camera di espansione volumetrica delimitata da due volute e il fluido, durante l'espansione, passa dalla zona centrale alla zona periferica generando così la rotazione e la produzione di energia elettrica.

Come accennato in precedenza, sia l'espansore a vite sia quello a spirale possono essere convertiti a uso compressore con ottima efficienza e robustezza semplicemente invertendo il senso di rotazione.

3. UNITA' COGENERATIVE ORC DI PICCOLA TAGLIA

Produttore	Modello	Potenza elettrica output netto[kW]	Tecnologia	Fluido organico	Potenza termica input [kW]	Potenz a termica output [kW]
ELECTRATHERM (UK)	Series 4000	30-65	Espansore a vite	N/A	400-860	370-795
FREEPOWER (USA)	FP60	60	Turbina ad alta velocità	Idrocarburo	514	423
	FP85	85			N/A	N/A
ENEF TECH ENEFCOGEN GREEN (SVI)	010GRE-01	5-10	Turbina a spirale	Fluido organico refrigerante	53-95	45-80
	020GRE-01	15-20			180-200	156-170
	030GRE-01	25-30			300	260-255
GMK (GER)	IC60	35-60	Turbina assiale multistadio 3000g/min	GL 160	450-800	N/A
EXAENERGIE (ITA)	PG15	15	Espansore a pistoni	R134a	120-160	N/A
	PG21	21			170-224	N/A
	ET30	30	Espansore a vite	R245fa	300-400	N/A
	ET40	40			400-550	N/A
	ET50	50			550-750	N/A
	ET65	65			750-850	N/A
KOHLER & ZIEGLER (GER)		70-200	Espansore a vite	Idrocarburo	N/A	N/A
ZUCCATO ENERGIA (ITA)	ZE-50-ULH	50	Turbina radiale a ugelli fissi	Fluido organico atossico biodegradabile	480-500	425
TRIOGEN (NED)		60-165	Evaporatore diretto senza circuito olio termico. Turbina singolo stadio 18000-28000 g/min	Toluene	450-900	350-700
INGECO (ITA)	WHG 125	110	Turbina a singolo stadio a flusso radiale 30000 g/min	Pentafluoroetilene tipo HFC-245fa 3,93 kg/s 19,3 bar	835 a 121°C	715 a <30°C
INFINITY TURBINE (USA)	IT10	5-10	Turbina generatore con accoppiamento meccanico 3000-20000 g/min	R134a (T<90°C) R245fa (T 90-120°C)	N/A	N/A
	IT50	50	Turbina generatore con accoppiamento meccanico 18000 g/min		N/A	N/A

Tab 2: Alcuni produttori di unità cogenerative ORC di piccola taglia [11][12][13][14][15][16][17][18][19][20].

Produttori di unità ORC erano presenti sul mercato già a partire dagli anni '80 e con il passare degli anni molte aziende hanno investito e si sono concentrate su questa tecnologia.

Nella tabella 2 sono elencati alcuni produttori mondiali di unità cogenerative ORC di piccola taglia, con specificata la tecnologia e il range di potenza nel quale operano.

Possiamo notare che per la scelta dell'espansore alcuni produttori utilizzano la tipologia a vite o a spirale mentre gli altri usano svariate tipologie di turbine assiali o radiali anche di proprio brevetto e sviluppo come nel caso di Infinity Turbine.

Per quanto riguarda i fluidi organici utilizzati la maggior parte delle aziende sposta la scelta su fluidi frigorigeni sempre però in funzione della temperatura della fonte di calore.

4. TURBINE TESLA

4.1. DESCRIZIONE DELLA TURBINA

La turbina Tesla è una macchina inventata nel 1913 da Nikola Tesla la cui caratteristica è l'assenza di pale nella girante, la quale è composta da una serie di dischi sottili montati su un albero e distanziati tra loro.

Essendo priva di pale, l'energia posseduta dal fluido viene trasferita ai dischi sfruttando l'attrito viscoso generato tra parete e fluido al passaggio attraverso lo spazio tra i dischi paralleli.

Il fluido caldo e in pressione che passa nello spazio tra i dischi, trasmette il moto sfruttando un effetto dello strato limite, detto anche "adesione viscosa" provoca il rallentamento del fluido e quindi un trasferimento di energia cinetica dal fluido alla girante, generando così una coppia motrice.

Il fluido è fatto entrare tangenzialmente per poi percorrere una traiettoria a spirale verso il centro dove viene poi scaricato attraverso dei fori centrali nei dischi.

La distanza tra i dischi dovrà essere sufficientemente ridotta per far sì che il fluido aderisca alle pareti e si realizzi il trasferimento di quantità di moto.

Per garantire l'efficienza nel trasferimento di energia è necessario che il fluido abbia una buona viscosità dinamica e che le superfici dei dischi siano sufficientemente lisce in modo da garantire una buona adesione.

Il rotore della turbina è composto principalmente da un albero sul quale sono calettati i dischi, la distanza fra l'uno e l'altro sarà assunta in funzione dello strato limite che si genererà in modo da massimizzare lo scambio di energia.

Il rotore sarà racchiuso in una cassa, sulla quale saranno montati gli ugelli che serviranno per indirizzare il flusso attraverso il canale fra i dischi.

La turbina Tesla può anche svolgere la funzione di pompa, l'albero sarà attivato da un motore elettrico e il fluido entrerà dal centro per poi essere trascinato all'esterno dalla rotazione dei dischi.

4.2. MODELLO DI ANALISI

Per analizzare le prestazioni della turbina Tesla è necessario analizzare e rappresentare il flusso di un fluido tra due dischi paralleli, ma non è per nulla semplice, perché il fluido si muove a spirale verso il centro e il moto può passare da turbolento a laminare.

Una buona rappresentazione è stata fatta dallo studio di Van P. Carey [21] che descrive il flusso di un fluido incomprimibile tra due dischi rotanti paralleli come laminare costante.

La rappresentazione è fatta mediante 4 equazioni, che governano il moto, riferite ad un sistema di riferimento in coordinate cilindriche r, θ, z , come mostrato in fig. 7, dove z è la coordinata assiale, r quella radiale e θ quella angolare.

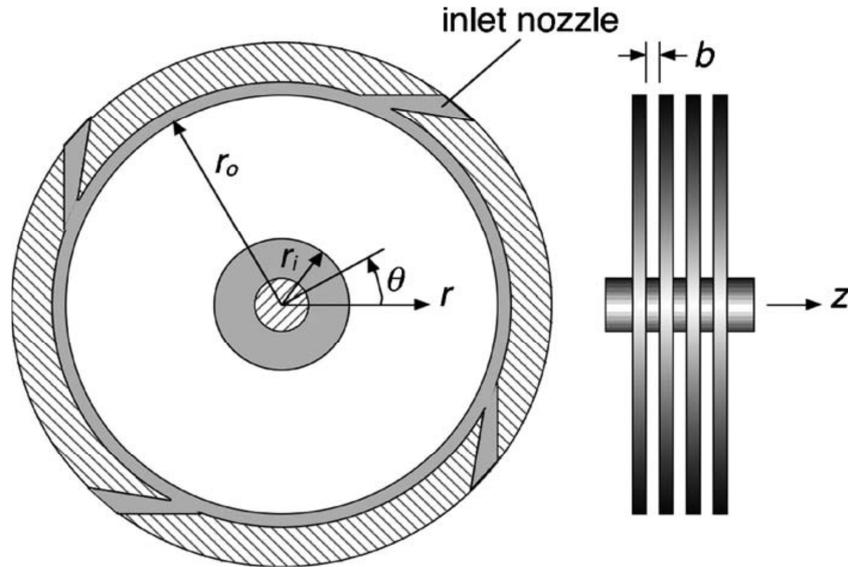


Fig 7: Schematizzazione della turbina Tesla. [21]

Le equazioni che ci serviranno sono:

Equazione di continuità

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(rv_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

momento angolare direzione r

$$v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_r}{\partial z} - \frac{v_\theta^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial P}{\partial r} \right) + \nu \left\{ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v_r}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_r}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} - \frac{v_r}{r^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} \right\} + f_r \quad (2)$$

momento angolare direzione theta

$$v_r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_\theta}{\partial z} + \frac{v_r v_\theta}{r} = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \nu \left\{ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial z^2} - \frac{v_\theta}{r^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} \right\} + f_\theta \quad (3)$$

momento angolare direzione z

$$v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial P}{\partial z} \right) + \nu \left\{ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v_z}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right\} + f_z \quad (4)$$

Il flusso è stato assunto interamente laminare lungo tutto il percorso ma in aggiunta possiamo assumere ulteriori semplificazioni:

- 1) Il flusso viene considerato bidimensionale per cui $v_z = 0$, v_r e v_θ sono assunte costanti attraverso il canale tra due dischi e la velocità di flusso avrà valori diversi ad ogni r e θ ;
- 2) Il campo di flusso con componenti di velocità v_r e v_θ è considerato come non viscoso con una rappresentazione corpo-forza degli effetti di taglio delle pareti.
La resistenza viscosa esercitata sul flusso dalle pareti laterali del disco è intesa come una forza del corpo agente sul flusso ad ogni posizione (r, θ) del percorso;
- 3) Il campo di flusso è radialmente simmetrico. Il flusso in entrata al bordo esterno è uniforme quindi in un campo di flusso risulterà uguale in ogni posizione θ e tutte le derivate θ di quantità di flusso saranno pari a zero.
- 4) Effetti del gradiente di pressione radiale trascurabili in confronto alle forze di attrito sulle superfici dei dischi e ai momenti angolari.

Con queste condizioni le equazioni che governano il flusso si semplificano così:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(rv_r)}{\partial r} = 0 \quad (5)$$

$$v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} - \frac{v_\theta^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial P}{\partial r} \right) + f_r \quad (6)$$

$$v_r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + \frac{v_r v_\theta}{r} = f_\theta \quad (7)$$

$$0 = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial P}{\partial z} \right) \quad (8)$$

L'integrazione dell'equazione (5) rendendo $rv_r = costante$, poiché si richiede la conservazione di massa dove $\dot{m}_v = 2\pi r b \rho v_r$ è il flusso di massa attraverso il canale dei rotori, segue che

$$v_r = -\frac{\dot{m}_v}{2\pi r b \rho} \quad (9)$$

dove b è la distanza di separazione tra due dischi paralleli del rotore.

Come prima analisi prendiamo in considerazione l'equazione (7) che governa il momento angolare in direzione θ .

La forza di attrito F_θ della parete in direzione θ per un volume elementare di fluido V_e nel canale tra i dischi è data da

$$F_\theta = \tau_w A_w = 4\tau_w \frac{V_e}{D_H} \quad (10)$$

dove τ_w è lo sforzo di taglio sulla parete e $D_H = 4 \frac{V_e}{A_w}$ è il diametro idraulico del canale, nel caso in analisi vale $D_H = 2b$.

Utilizzando un'analisi unidimensionale del canale di flusso, la tensione di taglio sulla parete viene calcolata utilizzando il fattore di attrito f

$$\tau_w = f \frac{\rho \hat{v}_\theta^2}{2} \quad (11)$$

dove \hat{v}_θ è la velocità relativa del flusso lungo la direzione θ rispetto alla superficie rotante del disco.

Per un disco solido che ruota a velocità $\omega = \frac{U_o}{r_o}$ rad/sec, la velocità tangenziale sulla superficie del disco di raggio r vale

$$U = \omega r = \frac{U_o}{r_o} r \quad (12)$$

dove U_o è la velocità tangenziale della superficie del disco e r_o è il raggio esterno del rotore.

Ad ogni valore di raggio r , la velocità relativa tangenziale \hat{v}_θ è

$$\hat{v}_\theta = v_\theta - U \quad (13)$$

Per il flusso laminare tra dischi paralleli abbiamo

$$f = \frac{24}{Re_c}, \quad Re_c = \frac{\rho \hat{v}_\theta D_H}{\mu} \quad (14)$$

e combinando le equazioni (11) e (14) otteniamo

$$\tau_w = \frac{12\mu \hat{v}_\theta}{D_H} \quad (15)$$

La forza di attrito sulla parete del disco definita nella (7) è data da

$$f_{\theta} = \frac{F_{\theta}}{\rho V_e} = -\frac{\tau_w A_w}{\rho V_e} = -\frac{4\tau_w D_H}{\rho V_e} = -\frac{4\tau_w}{\rho D_H} \quad (16)$$

Combinando le equazioni (15) e (16) risulta

$$f_{\theta} = -\frac{48\mu\hat{v}_{\theta}}{\rho D_H^2} \quad (17)$$

e sostituendola nell'equazione (7) otteniamo

$$v_r \frac{dv_{\theta}}{dr} + \frac{v_r v_{\theta}}{r} = -\frac{48\mu\hat{v}_{\theta}}{\rho D_H^2} \quad (18)$$

che, utilizzando l'equazione (9), possono essere riorganizzate nella forma

$$\frac{dv_{\theta}}{dr} = \frac{48\pi\mu r \hat{v}_{\theta}}{D_H \dot{m}_v} - \frac{v_{\theta}}{r} \quad (19)$$

Dalla definizione (13) di \hat{v}_{θ} e dall'equazione (12), segue che

$$v_{\theta} = \hat{v}_{\theta} + U = \hat{v}_{\theta} + \frac{U_0 r}{r_0}$$

quindi abbiamo

$$\frac{dv_{\theta}}{dr} = \frac{d\hat{v}_{\theta}}{dr} + \frac{dU}{dr} = \frac{d\hat{v}_{\theta}}{dr} + \frac{U_0}{r_0} \quad (20)$$

Sostituendo l'equazione (20) in (19) risulta

$$\frac{d\hat{v}_{\theta}}{dr} = \left[\frac{48\pi\mu r}{D_H \dot{m}_v} - \frac{1}{r} \right] \hat{v}_{\theta} - \frac{2U_0}{r_0} \quad (21)$$

Definendo in numero di Reynolds

$$Re_m = \frac{\dot{m}_v D_H}{2\pi r_0 b \mu} = \frac{\dot{m}_v}{\pi r_0 \mu} \quad (22)$$

lo sostituiamo in

$$\frac{48\pi\mu r}{D_H \dot{m}_v} = \frac{48\pi\mu r}{D_H Re_m \pi r_0 \mu} = \frac{48r}{D_H Re_m r_0} = \frac{48r}{\left(\frac{D_H}{r_0}\right) Re_m r_0^2} = \frac{48r}{Re_m^* r_0^2}$$

dove Re_m^* è il numero di Reynolds modificato

$$Re_m^* = \left(\frac{D_H}{r_0}\right) Re_m \quad (23)$$

quindi l'equazione (21) diventerà

$$\frac{d\hat{v}_{\theta}}{dr} = \left[\frac{48r}{Re_m^* r_0^2} - \frac{1}{r} \right] \hat{v}_{\theta} - \frac{2U_0}{r_0} \quad (24)$$

Introduciamo ora delle variabili adimensionali

$$\hat{W} = \frac{\hat{v}_{\theta}}{U_0} \Rightarrow \hat{v}_{\theta} = \hat{W} U_0 \quad (25)$$

$$\xi = \frac{r}{r_0} \Rightarrow r = \xi r_0 \quad (26)$$

Con queste variabili ne consegue che

$$\frac{d\hat{v}_{\theta}}{dr} = \frac{d(\hat{W} U_0)}{d\xi} \left(\frac{d\xi}{dr}\right) = \frac{d\hat{W}}{d\xi} \left(\frac{U_0}{r_0}\right) \quad (27)$$

Sostituendo nell'equazione (24) le variabili dimensionali rimpiazzate otteniamo

$$\frac{d\widehat{W}}{d\xi} \left(\frac{U_0}{r_0} \right) = \left[\frac{48\xi}{Re_m^* r_0} - \frac{1}{\xi r_0} \right] \widehat{W} U_0 - \frac{2U_0}{r_0} \quad (28)$$

che semplificata diventa

$$\frac{d\widehat{W}}{d\xi} - \left[\frac{48}{Re_m^* r_0} \xi - \frac{1}{\xi} \right] \widehat{W} = -2 \quad (29)$$

Per riuscire calcolare le prestazioni di progetto della turbina, sono necessari i alcuni parametri specifici del rotore:

- \dot{m}_v → flusso di massa attraverso il canale dei dischi;
- r_i, r_0 → raggio interno e raggio esterno del disco da cui possiamo definire il rapporto $\xi_i = r_i/r_0$;
- b → spazioso di separazione tra dischi paralleli con il quale possiamo ottenere $D_H = 2b$ e Re_m^* ;
- $\omega = U_0/r_0$ → velocità angolare di rotazione da cui U_0 può essere specificata;
- $(v_\theta)_{r=r_0}$ → velocità tangenziale all'ingresso del rotore da cui può essere ricavato

$$(\widehat{W})_{r=r_0} = \left(\frac{v_\theta - U_0}{U_0} \right)_{r=r_0} \quad (30)$$

Con i parametri appena specificati, la costante Re_m^* è nota e l'equazione (29) può essere risolta con le condizioni al contorno

$$\widehat{W} = \widehat{W}_0 = \left(\frac{v_\theta - U_0}{U_0} \right)_{r=r_0} \quad \text{con} \quad \xi = \xi_0 = 1 \quad (31)$$

Utilizzando i metodi base di soluzione, possiamo vedere che nell'equazione (29) le soluzioni hanno la forma

$$\widehat{W} = \xi^{-1} e^{24\xi^2/Re_m^*} \left[\frac{Re_m^*}{24} e^{-24\xi^2/Re_m^*} + C \right] \quad (32)$$

dove C è una costante.

La condizione limite richiede che

$$\widehat{W}_0 = e^{24\xi_0^2/Re_m^*} \left[\frac{Re_m^*}{24} e^{-24\xi_0^2/Re_m^*} + C \right] \quad (33)$$

Risolendo per C e sostituendo il risultato nell'equazione (32) risulta

$$\widehat{W} = \frac{e^{24\xi^2/Re_m^*}}{\xi} \left[\frac{Re_m^*}{24} e^{-24\xi^2/Re_m^*} + \left(\widehat{W}_0 - \frac{Re_m^*}{24} \right) e^{-24/Re_m^*} \right] \quad (34)$$

L'uscita del rotore corrisponde a

$$\xi = \xi_i = \frac{r_i}{r_0} \quad (35)$$

Il valore di $\widehat{W} = \widehat{W}_i$ all'uscita del rotore è determinato valutando la parte destra dell'equazione (34) a ξ_i

$$\widehat{W}_i = \frac{e^{24\xi_i^2/Re_m^*}}{\xi_i} \left[\frac{Re_m^*}{24} e^{-24\xi_i^2/Re_m^*} + \left(\widehat{W}_0 - \frac{Re_m^*}{24} \right) e^{-24/Re_m^*} \right] \quad (36)$$

Con questo risultato, il rendimento energetico meccanico può essere calcolato così

$$\eta_{rm} = \frac{v_{\theta 0} U_0 - v_{\theta i} U_i}{v_{\theta 0} U_0} = 1 - \frac{v_{\theta i} U_i}{v_{\theta 0} U_0} = 1 - \frac{(\hat{v}_{\theta i} + U_i) U_i}{(\hat{v}_{\theta 0} + U_0) U_0} \quad (37)$$

Rimaneggiando l'equazione (37) risulta

$$\eta_{rm} = \frac{\left(\widehat{W}_i + \frac{U_i}{U_0}\right) \frac{U_i}{U_0}}{\left(\widehat{W}_0 + 1\right)} = 1 - \frac{\left(\widehat{W}_i + \frac{r_i}{r_0}\right) \frac{r_i}{r_0}}{\left(\widehat{W}_0 + 1\right)} \quad (38)$$

che semplificata diventa

$$\eta_{rm} = 1 - \frac{\left(\widehat{W}_i + \xi_i\right) \xi_i}{\left(\widehat{W}_0 + 1\right)} \quad (39)$$

Il rendimento isoentropico dell'intera turbina (ugello e rotore) è calcolato

$$\eta_i = \frac{v_{\theta 0} U_0 - v_{\theta i} U_i}{\Delta h_{isen}} \quad (40)$$

dove per un gas ideale

$$\Delta h_{isen} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} RT_{nt} \left[1 - \left(\frac{P_i}{P_{nt}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] \quad (41)$$

Usando l'equazione (41), la (40) rimaneggiata diventa

$$\eta_i = \frac{\left(\widehat{W}_0 + 1\right) U_0^2 - \left(\widehat{W}_i + \xi_i\right) \xi_i U_0^2}{\frac{\gamma}{\gamma - 1} RT_{nt} \left[1 - \left(\frac{P_i}{P_{nt}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right]} \quad (42)$$

Definendo il numero di Mach tipico del rotore M_0 con

$$M_0 = \frac{U_0}{\sqrt{\gamma RT_{nt}}} \quad (43)$$

segue che

$$U_0^2 = M_0^2 \gamma RT_{nt} \quad (44)$$

Usando infine l'equazione (44), la (42) che esprime il rendimento isoentropico può essere semplificata così

$$\eta_i = \frac{\left[\left(\widehat{W}_0 + 1\right) - \left(\widehat{W}_i + \xi_i\right) \xi_i \right] (\gamma - 1) M_0^2}{\left[1 - \left(\frac{P_i}{P_{nt}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right]} \quad (45)$$

4.3. DIMENSIONAMENTO TURBINA TESLA DI PICCOLA POTENZA

Utilizzando l'analisi del flusso attraverso il canale tra i dischi elaborata da Van P. Carey, è possibile fare un dimensionamento di massima per un modello di turbina Tesla da utilizzare in un ciclo ORC a recupero termico che riesca a produrre una potenza elettrica pari a $P_{el} = 10 \text{ kW}$.

La relazione che lega la potenza prodotta con l'energia a disposizione del fluido è

$$P_{el} = \dot{m}_v \Delta h = \dot{m}_v (n - 1) \Delta h' \quad (46)$$

dove \dot{m}_v è la portata di massa del fluido, n è lo spessore dei dischi, $(n - 1)$ è il numero di dischi, Δh e $\Delta h'$ sono rispettivamente lavoro ceduto dal fluido nell'intero rotore e in un singolo gap.

Il salto entalpico è dato dalla fonte di calore, nel nostro caso il fluido in ingresso in turbina avrà una temperatura T_i di circa 95°C e in uscita T_u di circa 35°C .

Per la nostra applicazione è stato scelto come fluido organico il fluido refrigerante R134a, dal diagramma T-s di fig 8 si ricavano i valori di entalpia e pressione in entrata e uscita della turbina

$$\begin{aligned} \text{ingresso } h_0 &= 440 \text{ KJ/Kg} & p_0 &= 30 \text{ bar} \\ \text{uscita } h_i &= 420 \text{ KJ/Kg} & p_i &= 8 \text{ bar} \end{aligned}$$

quindi il salto entalpico sarà pari a $\Delta h = 20 \text{ KJ/Kg}$

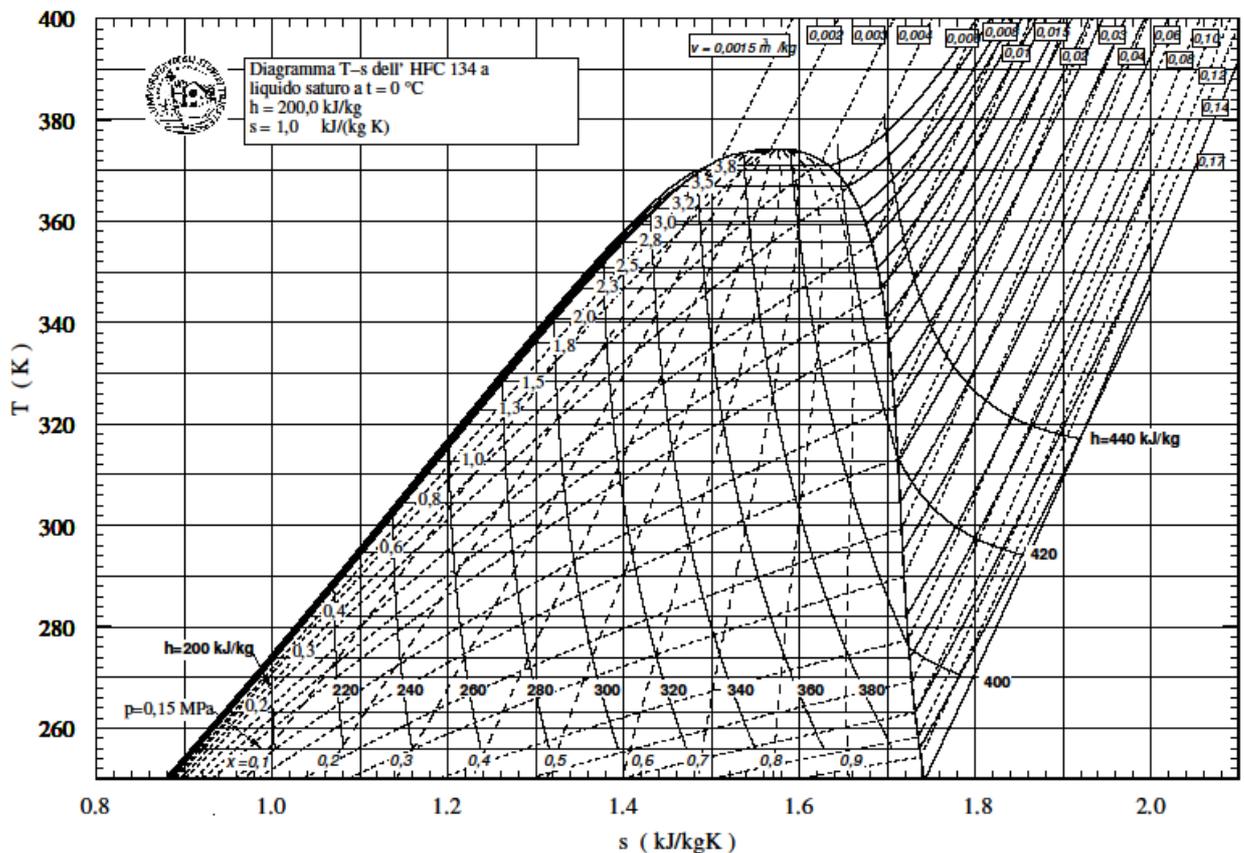


Fig 8: diagramma T-s del fluido organico R134a.

Nello stato termodinamico in ingresso, è stato fatto un minimo surriscaldamento del vapore partendo dall'isobara a 30 bar, in modo da avere la sicurezza che a fine espansione ci troviamo nella zona di vapore saturo secco. Dall'equazione (46), con il salto entalpico è possibile ricavare la portata di vapore necessaria a produrre una potenza elettrica di 10 KW

$$\dot{m}_v = \frac{P_{el}}{\Delta h} = 0,5 \text{ Kg/s}$$

Con questa analisi preliminare ora è possibile definire gli estremi termodinamici del nostro ciclo, tracciare un diagramma T-s qualitativo del ciclo e conoscere l'energia che il fluido dovrà cedere alla girante della nostra turbina. Il prossimo passo sarà quello di ricavare le geometrie dei dischi, la tipologia e numero degli ugelli che alimenteranno il rotore.

La velocità di rotazione dei dischi sarà funzione del materiale scelto, con elevate velocità si generano grandi forze centrifughe che possono provocare la rottura o deformazione dei dischi.

Lo studio di G.P.Hoya e A.Guha [22] fornisce l'equazione della velocità ammissibile in funzione del materiale e della geometria

$$\omega_{amm} = \sqrt{\frac{8g\sigma_{amm}}{(3+\nu)\rho r_0} \left(\frac{1}{2 + (r_i/r_0)^2 [1 - (1+3\nu)/(3+\nu)]} \right)} \quad (47)$$

Come materiale per la realizzazione dei dischi utilizziamo un acciaio inossidabile 304 con le seguenti proprietà fisiche e meccaniche:

-Modulo di Poisson $\nu = 0.30$

-Carico di rottura $\sigma_R = 500-700 \text{ MPa}$

-Densità $\rho_{materiale} = 7900 \text{ Kg/m}^3 = 7.9 \text{ Kg/mm}^3$

-Carico ammissibile $\sigma_{amm} \cong 460 \text{ MPa}$ con coefficiente di sicurezza $S_f = 1.5$

Assumendo le dimensioni del disco siano $\phi_0 = 200 \text{ mm}$ e $\phi_i = 50 \text{ mm}$, dalla relazione (47) la velocità di rotazione ammissibile sarà pari a $\omega_{amm} = 165 \text{ rad/s} = 1576 \text{ g/min}$.

Lo spessore s dei dischi sarà dato approssimativamente dall'equazione

$$s \cong \frac{1}{40} \phi_0 = 5 \text{ mm} \quad (48)$$

lo spazio tra i dischi lo assumiamo pari a $b = 1 \text{ mm}$ mentre il numero di dischi necessari lo si ricava dall'equazione (46), prima però è necessario conoscere il salto entalpico $\Delta h'$.

Il $\Delta h'$ non è altro che l'energia scambiata tra fluido e pareti dei dischi relativa ad un solo canale di larghezza n tra due dischi paralleli, questa energia vale

$$\Delta h' = Cu_0 U_0 - Cu_i U_i \quad (49)$$

dove u_0 e u_i sono le velocità tangenziali del disco mentre le Cu_0 e Cu_i sono le velocità relative del fluido tutte riferite ad ingresso ed uscita dal rotore.

Per conoscere la velocità relativa Cu_0 del fluido in ingresso, è necessario analizzare e dimensionare l'ugello che alimenta il rotore della turbina.

Per avere un ugello semplicemente convergente la pressione in uscita dovrà essere maggiore della pressione critica raggiunge nella sezione minima dell'ugello.

Per calcolare la pressione critica p^* si utilizza l'equazione

$$\frac{p^*}{p_0} = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\gamma/\gamma-1} \quad (50)$$

dove p_0 è la pressione in ingresso e γ è il rapporto tra i calori specifici.

Utilizzando come fluido organico l'R134a, i principali parametri termodinamici che ci servono sono:

- viscosità $\mu = 11.8 \text{ Kg}/\text{m} \cdot \text{s}$
- peso molecolare $pm = 102 \text{ g}/\text{mol}$
- $R = \mathbb{R}/pm = 81.51 \text{ J}/\text{Kg} \cdot \text{K}$
- calore specifico a pressione costante $c_p = 851 \text{ J}/\text{Kg} \cdot \text{K}$
- calore specifico a volume costante $c_v = 769.49 \text{ J}/\text{Kg} \cdot \text{K}$
- rapporto calori specifici $\gamma = \frac{c_p}{c_v} = 1.106$
- densità vapore al punto di ebollizione $\rho = 5.26 \text{ Kg}/\text{m}^3$

La pressione all'ingresso della turbina è pari a 30 bar, mentre quella in uscita è 8 bar, dalla (50) otteniamo una pressione critica $p^* = 17,5 \text{ bar}$, che è circa il doppio di quella in uscita dall'ugello, quindi il nostro ugello dovrà essere del tipo convergente-divergente.

Per quanto riguarda la sezione critica, ovvero la sezione minima dell'ugello, la dimensione è data dalla relazione

$$Q_v = \frac{\dot{m}_v}{\rho} = c^* A^* = c^* a(s+n)(n-1) \quad (51)$$

con c^* velocità critica, a altezza e $(b+n)(n-1)$ è la larghezza dell'ugello.

La velocità critica è data dall'equazione

$$c^* = \sqrt{R\gamma T^*} \quad (52)$$

con T^* che sarà la temperatura critica calcolata con l'equazione

$$\frac{T^*}{T_0} = \frac{2}{\gamma + 1} \quad (53)$$

dove T_0 è la temperatura del fluido in entrata dell'ugello.

Avendo in ingresso una temperatura di circa 360 K, avremo una velocità critica pari a $c^* = 175,6 \text{ m}/\text{s}$ mentre la sezione critica pari a $A^* = 541,32 \text{ mm}^2$.

Per la sezione finale del tronco divergente il procedimento è il medesimo, avendo una temperatura in uscita pari a 305 K, dalla (52) otteniamo una velocità $c_0 = 165.8 \text{ m}/\text{s}$ mentre dall'equazione (51) otteniamo una sezione pari a $A_0 = 573.32 \text{ mm}^2$.

L'ugello, per indirizzare al meglio il fluido attraverso i dischi, dovrà avere un angolo di inclinazione rispetto alla tangente del disco.

Imponendo un angolo di circa 20° è possibile ora calcolare la velocità relativa in ingresso con la relazione

$$Cu_0 = c_0 \cos 20^\circ = 155.8 \text{ m}/\text{s}$$

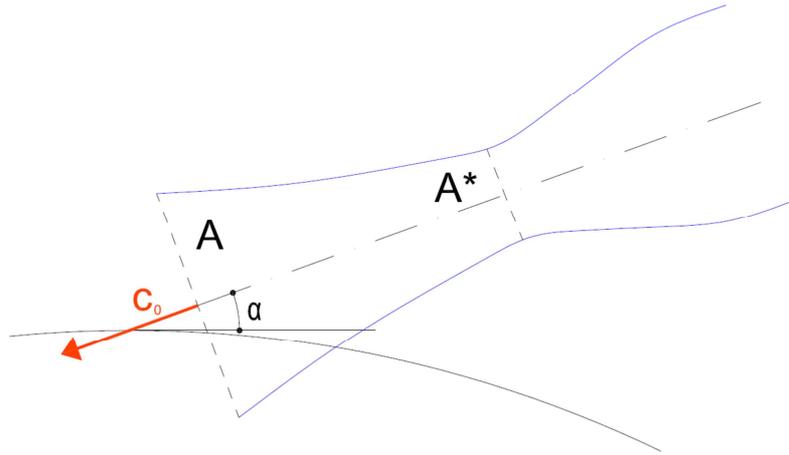


Fig 9: Ugello convergente-divergente

Per quanto riguarda le velocità tangenziali del disco, esse sono legate alla velocità di rotazione angolare dalle relazioni

$$U_0 = \omega r_0 = 16.5 \text{ m/s} \quad U_i = \omega r_i = 4.125 \text{ m/s} \quad (50)$$

mentre la velocità relativa Cu_i del fluido in uscita è data dall'equazione

$$\widehat{W}_i = \frac{Cu_i - U_i}{U_i} \Rightarrow Cu_i = (\widehat{W}_i U_i) + U_i$$

dove il termine \widehat{W}_i è la velocità relativa adimensionalizzata del fluido in uscita del rotore calcolata con l'equazione (36).

Il valore che otteniamo è $Cu_i = 4.72 \text{ m/s}$.

Ora che si conoscono le condizioni in ingresso ed uscita con la (49) è possibile calcolare l'energia scambiata in un singolo canale e sarà pari a $\Delta h' = 2.551 \text{ KJ/Kg}$.

Sempre dall'equazione (49) si ricava il numero di dischi $(n - 1) = 7.84 = 8 \text{ dischi}$, infine con il numero di dischi si termina il dimensionamento dell'ugello ricavando l'altezza e la profondità.

Infine il rendimento meccanico della macchina si calcola con l'equazione

$$\eta_m = \frac{Cu_0 U_0 - Cu_i U_i}{Cu_0 U_0}$$

mentre il rendimento isoentropico (ugello e rotore) è dato da

$$\eta_i = \frac{Cu_0 U_0 - Cu_i U_i}{\Delta h_{is}}$$

dove il Δh_{is} è il salto entalpico isoentropico della trasformazione che, nel nostro caso, è l'espansione.

4.4. RISULTATI E CONCLUSIONI

Partendo da un input di potenza elettrica prodotta e dagli stati termodinamici in ingresso e uscita, si è cercato di tracciare una linea guida per il dimensionamento di una turbina Tesla da applicare ad un ciclo ORC per la cogenerazione.

Dopo aver calcolato i parametri del ciclo, l'analisi si è spostata sui fattori che regolano lo scambio di energia all'interno della turbina che, come nel caso delle turbomacchine, sono le velocità in ingresso ed uscita dalla macchina.

Per il calcolo dei valori in uscita è stata sfruttata l'analisi svolta da Van P. Carey [21], mentre per le condizioni in ingresso è stata utilizzata la teoria del moto isoentropico in condotti a sezione variabile.

In ingresso l'intera espansione avviene attraverso l'ugello, nel quale il termine di pressione diminuisce, mentre il termine cinetico aumenta.

L'ugello sarà dimensionato in funzione del termine di pressione che, se in uscita, sarà minore della pressione critica, l'ugello non potrà essere semplicemente convergente, ma del tipo convergente-divergente.

Nel nostro caso l'ugello è stato fatto convergente-divergente, perché il valore della pressione critica è circa il doppio del valore di pressione a fine espansione.

Analizzando la prima parte dell'ugello sarà attraversata da un flusso subsonico, il quale acquista velocità al diminuire della pressione.

La forma convergente è dovuta al fatto che se la velocità aumenta, avendo una portata di massa costante, la sezione attraversata dovrà essere minore.

Arrivati nella sezione minore la pressione e la velocità raggiungeranno i valori critici mentre il numero di Mach sarà uguale a 1.

Per raggiungere la pressione di fine ciclo, la velocità dovrà aumentare raggiungendo valori supersonici, mentre il prodotto $densità * velocità$ diminuirà più rapidamente, tale diminuzione porta ad un aumento della sezione di passaggio ed è per questo che dopo la sezione critica l'ugello sarà divergente.

La scelta del tipo di ugello è dipendente dal tipo di fluido utilizzato, cambiando il fluido i valori di pressione in ingresso e uscita cambieranno e anche il rapporto di calori specifici γ si modificherà.

Con i parametri di flusso dell'ugello è poi possibile dimensionare la sezione critica e la sezione finale e calcolare il numero di dischi che la nostra turbina dovrà avere.

Per semplicità è stato adottato un solo ugello ma, se le portate risultano essere eccessive, è possibile adottare la soluzione con più ugelli distribuiti uniformemente su tutta la circonferenza dei dischi.

L'analisi svolta ha potuto evidenziare che le prestazioni della turbina Tesla sono dipendenti da due fattori principali ovvero la geometria dei dischi e la tipologia di fluido scelto.

La problematica dei dischi è di riuscire a realizzare diametri molto grandi rispetto allo spessore e di verificarne la resistenza quando sono sollecitati da forze centrifughe generate dalla rotazione.

Anche il rapporto fra i diametri è importante perché, cambiando tale rapporto, la superficie sulla quale si trasmettono le forze di attrito viscoso varia e di conseguenza anche la coppia.

Rispetto alla geometria dei dischi, la scelta del fluido vettore influenza maggiormente l'efficienza della turbina.

I parametri termodinamici del fluido oltre a definire la tipologia e dimensione dell'ugello, identificano i parametri di ciclo e quindi l'energia che la nostra turbina dovrà elaborare e trasformare in potenza elettrica.

Con l'utilizzo di un fluido diverso dall'R134a sarebbe possibile confrontare le prestazioni in modo da ottimizzare il funzionamento della turbina Tesla e quindi migliorarne il rendimento.

La Turbina Tesla potrebbe rappresentare una valida alternativa ai convenzionali espansori volumetrici per le applicazioni ORC di piccola taglia ma necessita di studi più approfonditi soprattutto riferiti scambio di energia tra fluido e dischi all'interno della macchina e ai principali fattori per la scelta del fluido più adatto.

NOMENCLATURA

ORC	= ciclo Rankine organico
W_{netto}	= lavoro netto
W_{turb}	= lavoro prodotto dalla turbina
W_{pump}	= lavoro assorbito dalla pompa
η_{thr}	= rendimento termico del ciclo
Q_{evap}	= calore ceduto dalla fonte di calore
η_{scam}	= rendimento scambiatore
$\eta_{turb} = \eta_{rm}$	= rendimento turbina
η_{pump}	= rendimento pompa
η_i	= rendimento isoentropico
\dot{m}_{cond}	= portata di massa di acqua del condensatore
\dot{m}_v	= portata di massa di fluido organico
h	= entalpia
c_p	= calore specifico a pressione costante
c_v	= calore specifico a volume costante
ρ	= densità
ω_{amm}	= velocità angolare ammissibile
v_r	= velocità radiale
v_θ	= velocità relativa direzione θ
v_z	= velocità direzione z
f	= fattore di attrito
b	= spazio tra i dischi
s	= spessore dischi
τ_w	= tensione di taglio sulla parete
Re_c	= numero di Reynolds del canale del rotore
Re_m	= numero di Reynolds
Re_m^*	= numero di Reynolds modificato
U	= velocità tangenziale locale del rotore
U_o	= velocità tangenziale rotore a $r = r_o$
U_i	= velocità tangenziale rotore a $r = r_i$
V_e	= volume elementare di fluido
D_H	= diametro idraulico
μ	= viscosità
ξ	= coordinata radiale adimensionalizzata = r/r_o
ξ_i	= rapporto = r_i/r_o
r_o	= raggio esterno
r_i	= raggio interno
\widehat{W}	= differenza di velocità tangenziale adimensionalizzata = $(v_\theta - U)/U_o$
γ	= rapporto calori specifici = c_p/c_v
p^*	= pressione critica
T^*	= temperatura critica
$pedice i$	= uscita turbina
$pedice 0$	= ingresso turbina

BIBLIOGRAFIA

- [1] Yiping Dai, Jiangfeng Wang, Lin Gao. Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery. *Energy Conversion and Management* 50 (2009) 576-582;
- [2] Yiping Dai, Jiangfeng Wang, Lin Gao. Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery. *Energy conversion management* 2009; 50: 576-582.
- [3] Sylvain Quoilin and Vincent Lemort, link:
http://www.labohtap.ulg.ac.be/cmsms/uploads/File/ECEME1_PaperULg_SQLV090407.pdf;
- [4] F. Bertrand , Gr. Lambrinos, A. Frangoudakis, G. Papadakis, Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review, *Renewable and Sustainable Energy Review* 2011, 15:3963-3979.
- [5] E.H. Wang, H.G. Zhang, B.Y. Fan, M.G. Ouyang, Y. Zhao, Q.H. Mu, Study of working fluid selection of organic Rankine cycle (ORC) for engine waste heat recovery, *Energy* 2011, 36:3406-3418;
- [6] Ulli Drescher, Dieter Brüggemann, Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants, *Applied Thermal Engineering* 2007, 27: 223–228
- [7] T.C. Hung, T.Y. Shai, S.K. Wang, A review of organic Rankine Cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat, *Energy* 1997, Vol. 22, No. 7:661-667;
- [8] O. Badr, P. W. O'Callaghan, M. Hussein and S. D. Probert, Multi-Vane Expanders as Prime Movers for Low-Grade Energy Organic Rankine-Cycle Engines, *Applied Energy* 1984; 16: 129-146;
- [9] Ian K Smith, Nikola Stosic and Ahmed Kovacevic. Available at:
<http://www.staff.city.ac.uk/~ra601/grc2005.pdf>;
- [10] <http://www.eneftech.com/en/technology.php>
- [11] <http://electrathern.com/>
- [12] <http://www.freepower.co.uk/>
- [13] <http://www.eneftech.com/>
- [14] http://www.gmk.info/waste_heat_geothermal_ORC.23.html?
- [15] <http://www.exaenergie.com/>
- [16] <http://www.koehler-ziegler.de/>
- [17] <http://www.zuccatoenergia.it/>
- [18] <http://www.triogen.nl/>
- [19] <http://www.ingeco-enr.it/>
- [20] www.infinityturbine.com
- [21] Van P. Carey, Assessment of Tesla Turbine performance for small scale Rankine combined heat and power system, *Journal of Engineering for gas turbine and power*, 2010 vol 132/122301-1
- [22] G.P.Hoya, A.Guha, The design of a test rig and study of the performance and efficiency of a Tesla disc turbine, Part A: *Journal of Power and Energy* 2009 223: 451