

UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA

Dipartimento di Ingegneria Industriale DII

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica

**Modellazione e analisi sperimentale di una turbina Tesla
per generazione elettrica da cascami termici a bassa
temperatura**

Relatore: Prof. Giovanni Manente

Correlatore: Dott. Ing. Luca Da Lio

Laureando: Piazza Mattia

1156694

Anno Accademico 2018/2019

A Gina e Germano.

INTRODUZIONE

Le fonti di energia hanno un enorme peso sulle decisioni economiche, politiche, d'impresa; sono certamente in grado di spostare gli equilibri del nostro mondo: il tema della generazione di energia si profila come una questione che ha enorme rilevanza in tantissimi aspetti della nostra vita.

Per anni, le conseguenze che lo sfruttamento delle fonti energetiche hanno sulla nostra vita e sulla vita dell'ambiente sono state grossomodo ignorate a favore dell'ottimizzazione dei cicli produttivi dal punto di vista della resa in termini di potenza: per mezzo secolo si è considerato il ciclo produttivo come un ciclo aperto, con l'ambiente come bacino infinito che mantiene comunque sempre le stesse proprietà.

A cent'anni dall'inizio dell'industrializzazione moderna, ci si è resi conto che l'ambiente non è un bacino infinito, non mantiene sempre le stesse proprietà: il loro mutamento (inevitabile) ci obbliga ad un nuovo equilibrio termodinamico al quale non siamo abituati. Si consideri l'ambiente come un sistema chiuso, non isolato, simile ad un ciclo termodinamico che abbia come sorgente calda il Sole e un bacino freddo a proprietà costanti, com'è l'universo: ad oggi si sta generando e trattenendo più calore rispetto a quanto si riesca a smaltire. In questo modo il ciclo (e quindi il Pianeta) si stabilizza su livelli termodinamici diversi dai precedenti, rendendo necessario un cambio di tendenza per il mantenimento delle condizioni di vita attuali. Il cercare di fermare questo trend in crescita costante offre molte possibilità a livello ingegneristico: si può pensare infatti di migliorare i rendimenti di ciclo, di favorire una produzione di energia sostenibile a ridotta emissione di inquinanti e, tra le altre cose, di sfruttare al massimo le fonti di energia cosiddette gratuite.

L'energia quindi è un'opportunità da sfruttare in tutte le sue forme, sia essa nucleare, chimica, termica, meccanica, elettrica: in un mondo di produzione energetica che può contare su sistemi di generazione di potenza che sfruttano temperature e pressioni che sfiorano i limiti tecnici garantiti per i materiali, con rendimenti molto elevati, ecco che trovano spazio anche i sistemi di recupero

dell'energia termica di scarto, con rendimenti certamente non paragonabili a quelli appena menzionati, ma che rendono disponibili a titolo gratuito una quota di energia che comunque sarebbe stata persa, qualificando ulteriormente anche l'energia primaria stessa.

La tesi ha come oggetto di studio una turbina Tesla attualmente esistente, sita a Sovizzo (Vicenza), di proprietà della ditta DGM Energy S.r.l., e ha come proposito di indagare la possibilità di sfruttare il calore di scarto derivante da separatori aria/olio posti all'interno di compressori a vite, destinati a processi industriali, per attivare un ciclo ORC (Organic Rankine Cycle) per produzione elettrica.

L'elaborato si compone delle seguenti parti:

1. Stato dell'arte della turbina Tesla, con vantaggi e svantaggi connessi alla scelta di questo espansore per un ciclo ORC.
2. Creazione di un modello analitico 1-D tramite software EES (1) che in grado di stimare potenza e rendimento della macchina operante con aria.
3. Prototipazione e realizzazione di una turbina Tesla inserita all'interno di un test-rig di impianto ORC di potenza dell'ordine di 500W e ricerca della configurazione ottima rispetto a condizioni al contorno di ciclo fissate.
4. Comparazione dei risultati ottenuti a livello sperimentale con il modello analitico.
5. Valutazioni preliminari di profittabilità economica.

Una parte molto importante del lavoro è ricoperta dalla messa a punto di un test-rig per le analisi in laboratorio della turbina Tesla, pur con i limiti tecnici ed economici del caso.

Un ringraziamento particolare va all'azienda DGMenergy che, nella persona del suo amministratore unico dott. Fabio Bischi, si è resa disponibile a finanziare questo progetto relativamente alla realizzazione di tutto l'apparato sperimentale (disegno, acquisto dei materiali, lavorazione, costruzione e installazione). In particolare, sfruttando i canali della ditta DGMenergy, tra gli altri fornitori ci si è interfacciati soprattutto con la ditta OMB di Sovizzo (VI) che ha fornito un apporto prezioso rispetto alla realizzazione del mozzo, dell'equilibratura dell'albero e della realizzazione delle sedi per gli OR di tenuta.

INDICE

INTRODUZIONE	5
1. STATO DELL'ARTE.....	1
1.1. Nikola Tesla: l'inventore e il suo contesto storico.....	1
1.2. Turbina Tesla: principio di funzionamento e caratteristiche.....	6
1.3. Il ciclo ORC	10
1.4. Caratteristiche del fluido operativo: R134a	23
1.5. Contributi dalla letteratura	27
2. Analisi teorica e modello numerico	33
2.1. Analisi teorica e modello numerico di statore.....	33
2.2. Irreversibilità dell'ugello.....	45
2.3. Analisi teorica e modello numerico di rotore.....	51
2.4. Analisi di sensitività – review bibliografica.....	63
2.5. Modello numerico di rotore	68
2.6. Modello numerico del ciclo ORC	77
3. Analisi sperimentale	85
3.1. Assemblaggio e collaudo della turbina	85
3.2. Test sperimentali: prove e struttura dell'impianto	95
4. Risultati.....	103
4.1. Simulazione teorica e prove sperimentali con Aria	103
4.2. Simulazione del ciclo ORC	119
5. Analisi economica.....	129
6. Conclusioni	135
7. Appendice	I
8. Bibliografia	V

1. STATO DELL'ARTE

In questo capitolo sono introdotte le principali opere di ricerca ed i risultati di maggior rilievo degli studi sulla turbina Tesla, con diverse condizioni di lavoro e diverse interpretazioni geometriche di progetto, al fine di estrarre dalla letteratura le conoscenze necessarie per la creazione di un modello teorico per l'applicazione di questa tesi.

1.1. Nikola Tesla: l'inventore e il suo contesto storico

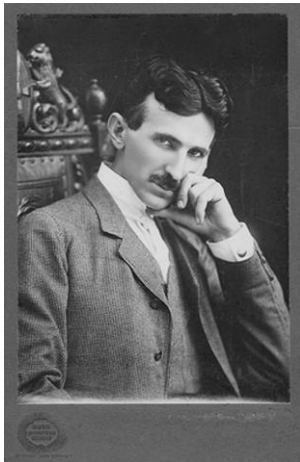


Figura 1. Nikola Tesla

In letteratura si trovano diversi studi sia analitici sia sperimentali per esplorare le caratteristiche della turbina Tesla e quali siano i parametri che più pesano nel calcolo dell'efficienza della macchina: tutti questi studi devono la paternità al grande inventore Nikola Tesla, figura geniale che ha rivoluzionato la generazione e la trasmissione dell'energia elettrica.

Nikola Tesla (2) (1856-1943) è stato uno scienziato, inventore e ingegnere americano, di origini serbe. È stato autore di svariati ed importanti studi con pubblicazioni che oggi sono in gran parte protette da brevetti.

Le prime attività da inventore iniziarono nel 1880 quando all'età di 28 anni Tesla arrivò negli Stati Uniti d'America per lavorare alla compagnia di Thomas Edison, nello specifico nello sviluppo delle macchine elettriche a dinamo e sulle lampade ad arco.

Lasciata la compagnia di Edison ne fondò una sua, la “Tesla Electric Light and Manufacturing”, grazie alla quale brevettò la sua prima invenzione, la lampadina elettrica ad arco (30 Marzo 1885, brevetto US334823); in quell’anno arrivarono altri 4 brevetti, uno ancora riguardante le lampadine elettriche ad arco e gli altri tre sulle macchine elettriche a corrente continua e i loro regolatori.

Tra le invenzioni principali si segnala, doverosamente, il suo progetto per la corrente alternata nei motori elettrici, un’autentica rivoluzione nel mondo dell’ingegneria elettrica che avrebbe portato ad una svolta epocale nell’industria energetica e nella vita di tutti.

La corrente alternata rappresentava non più una semplice idea, era ormai realtà consolidata grazie al lavoro di Tesla, che dovette aspettare il 1893 per l’Exposition di Chicago, dove l’Expo venne illuminato con corrente alternata, ricevendo il consenso e il riconoscimento del grande pubblico.

Il punto chiave però della carriera di Tesla fu quando il suo socio, George Westinghouse, vinse il contratto d’appalto per la centrale idroelettrica delle cascate del Niagara: il lavoro di Tesla fu quello di progettare il sistema di generazione e di distribuzione dell’energia elettrica, a mezzo di corrente alternata polifase.

Il brevetto della turbina Tesla (3) risale al 1909, dopo qualche anno in cui la sua carriera si era avvicinata all’ingegneria meccanica; lo scienziato credeva molto in questa invenzione, tanto da proteggerla in 22 Stati, ma sfortunatamente la turbina non ebbe grande successo.

La grande novità che l’inventore aveva introdotto era il concetto di poter realizzare un espansore senza pale di girante ma che funzionasse solo con l’attrito che il fluido operativo esercita tra le due superfici adiacenti di rotore, costituito da dischi.

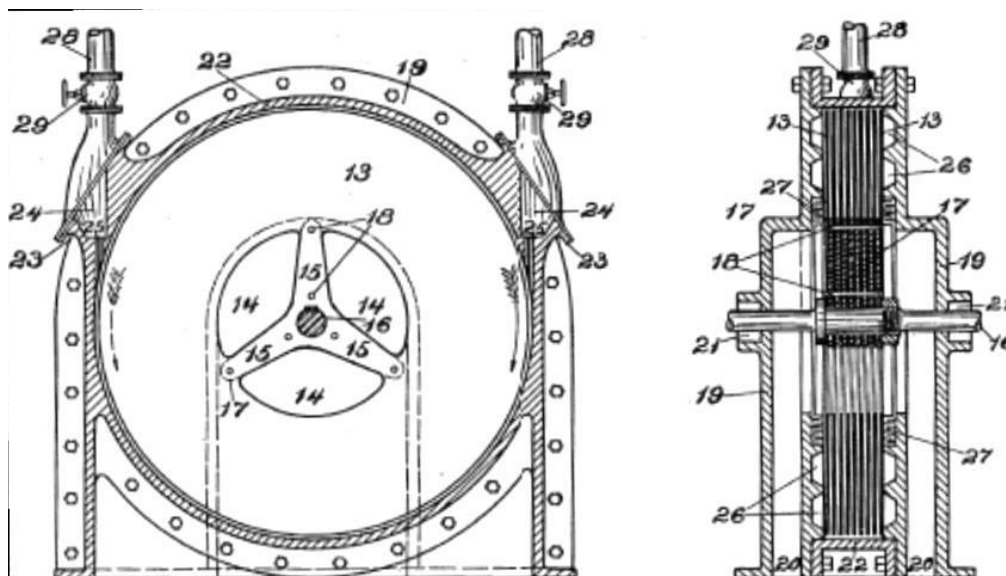


Figura 2. Prototipo iniziale dall'articolo pubblicato su Scientific American

Il disegno originario pensato e prodotto nel 1913 da Nikola Tesla costituisce già di per sé un disegno evoluto, paradossalmente rispetto a quanto si possa pensare: la turbina ha un corpo semplice, di contenimento, e i dischi sono piani e paralleli, calettati su un albero che trasferisce il moto.

È sconosciuta quale sia l'origine dell'idea di Nikola Tesla, che aveva pensato inizialmente a una macchina sia motrice che operatrice, come riportato dalla prima storica pubblicazione nel giornale scientifico del tempo, *Scientific American*, per il quale si rimanda all'appendice A.1.

Lo scarso successo iniziale di questo tipo di macchina è correlato dal contestuale scarso utilizzo all'epoca (come si nota dal diagramma (4)) dell'energia termica a bassi livelli di temperatura: la Tesla, infatti, trova il suo punto di forza nella sua grande economicità e praticità di utilizzo.

Le scarse rese energetiche delle fonti di calore a bassa temperatura, a volte, non giustificano spese importanti per espansori di cicli ORC più performanti: ecco che qui in questo ambito questo tipo di soluzione può trovare collocamento.

Altro motivo per cui il brevetto di Tesla non ebbe grande successo fu anche dovuto alla caratteristica di questa macchina di avere maggiori perdite man mano che la taglia della macchina aumenta. (5)

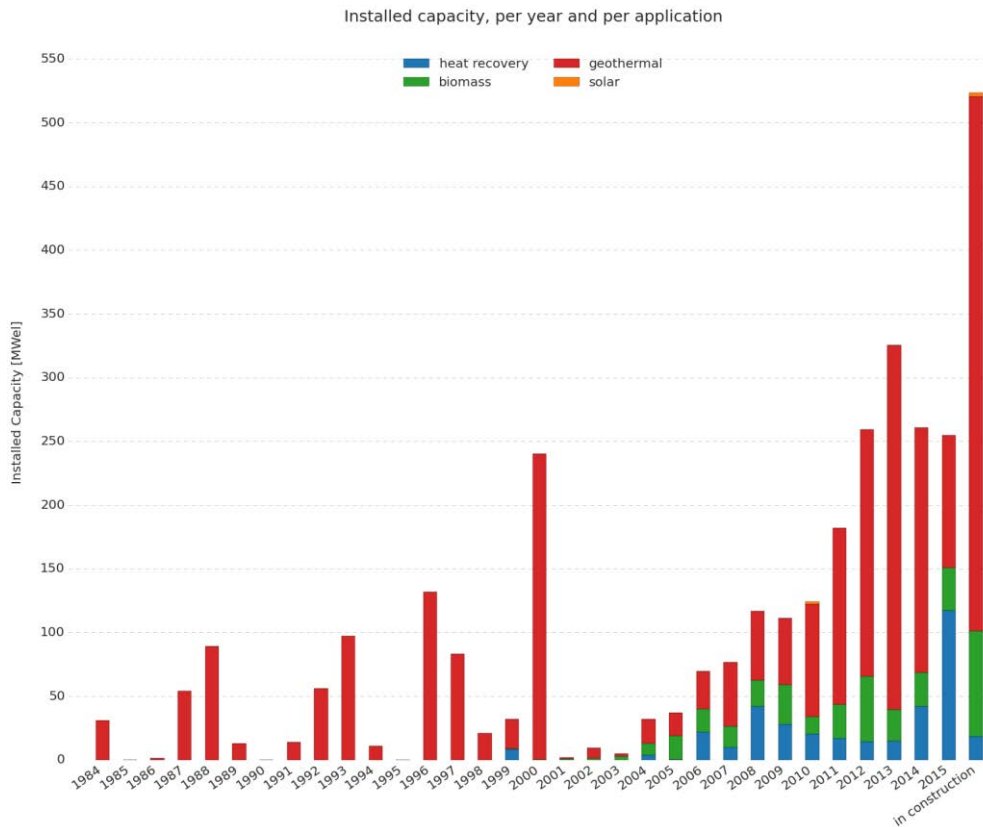


Figura 3. Potenza installata con cicli ORC (4)

Questa macchina quindi si abbina molto bene ad applicazioni di recupero termico che usano calore derivante da processi che non hanno il fine di produrre potenza elettrica di per sé, ma che comunque producono calore a livelli termici ancora accettabili e sfruttabili per la produzione di potenza.

Al tempo di Nikola Tesla la generazione di energia elettrica da fonti energetiche “povere” non era in alcun modo considerata, condizione che di fatto ha spazzato via dal mercato questo tipo di espansore.

Tesla, grazie al suo genio smisurato, collezionò in totale circa 260 brevetti, nell'ambito dell'ingegneria elettrica, meccanica e delle telecomunicazioni, costituendo uno dei più grandi scienziati e inventori di cui si abbia memoria.

1.2. Turbina Tesla: principio di funzionamento e caratteristiche

Nelle turbine tradizionali lo scambio di quantità di moto tra il fluido operativo e il rotore è garantito dalla presenza di pale di rotore e statore che forzano il fluido alla sua deflessione, creando una distribuzione di pressione sul rotore molto importante: la maggior parte delle macchine operatrici infatti opera con grado di reazione non nullo.

Un altro tipo di espansori, come anche visibile nel diagramma di Balje, opera secondo la logica dello sforzo di taglio, come le *drag turbines*, con il quale trasferiscono parte dell'energia meccanica del fluido all'albero senza utilizzare pale o vani di statore.

Questo tipo di espansori costituiscono la stragrande maggioranza delle macchine operatrici per generazione di potenza in commercio oggi, sono macchine conosciute e consolidate negli anni e che trovano la loro precisa collocazione per quanto riguarda la generazione di potenza a tutti i livelli di temperatura per cui abbia senso costruire un ciclo termodinamico.

Esiste poi un nuovo tipo di espansori, che probabilmente mai come di questi tempi potrebbe riuscire a trovare un campo di applicazione (seppur minimo ed incerto): la turbina Tesla.

Il rotore di questi espansori è costituito da dischi posti in parallelo, identici per dimensioni, che creano dei volumi molto ristretto tra di loro entro i quali far scorrere il fluido operativo.

Lo scambio di quantità di moto avviene grazie all'attrito viscoso tra fluido e pareti del rotore: il fluido, allo stato gassoso, entra con direzione pressoché tangenziale rispetto ai dischi, mantenendo una minima componente radiale. Successivamente scambia lungo la sua traiettoria a spirale con uno sforzo di taglio che si traduce poi in potenza utile in uscita.

Aspetto interessante in questo tipo di espansori è che buona parte del salto di pressione è garantito dallo statore della turbina, che è costituito da uno o più ugelli.

Gli ugelli infatti hanno il compito fondamentale di trasformare l'entalpia in ingresso turbina, che si può confondere con la sola entalpia statica del fluido in pressione, in entalpia dinamica, abbassando la pressione e trasformando l'energia totale nella sua gran parte in energia cinetica, facendo arrivare il fluido operativo in ingresso alle condizioni soniche, o supersoniche.

L'ugello costituisce quindi la parte predominante per quanto riguarda l'espansione del fluido lasciando che il rotore fornisca un minore contributo in questo senso.

La turbina Tesla fa quindi parte di una nuova famiglia, le *viscous turbines*, che ha caratteristiche simili alle drag turbines, come testimoniato anche dalla sua collocazione nel diagramma di Balje: velocità specifica bassa e relativamente alto diametro specifico, come si nota in figura (6).

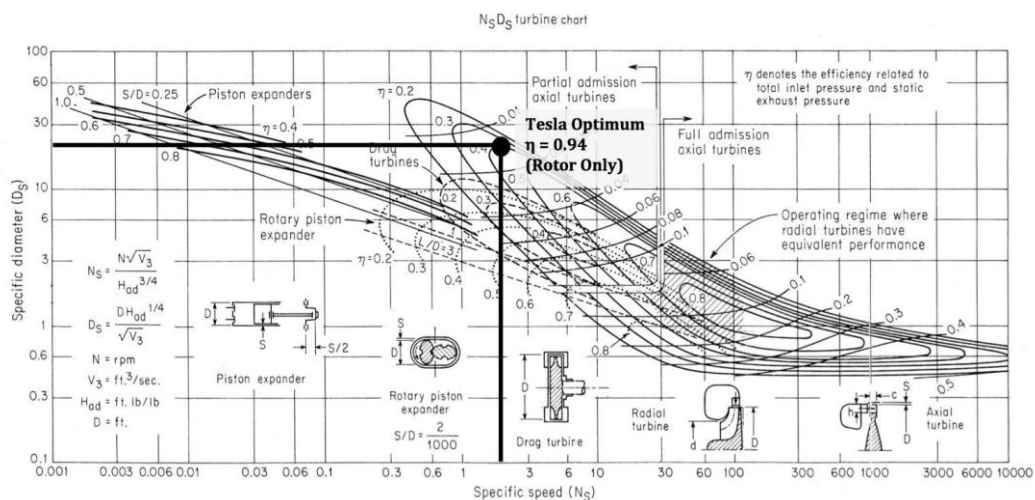


Figura 4. Diagramma di Balje della turbina Tesla, in riferimento a (6)

Dopo queste considerazioni, è doveroso rispondere alla domanda “quali sono le migliori condizioni al contorno per una turbina Tesla?”. La risposta è certa: i cicli ORC a bassa temperatura. Questi cicli termodinamici, ottimi nel recupero di calore da sorgenti a temperatura medio basse, hanno potenze nette prodotte che oscillano

tra i 5 e i 50 kW: quando le potenze in gioco sono così basse, di particolare rilevanza è l'espansore soprattutto perché la precisione della manifattura e il costo dei componenti spesso porta la macchina ad essere poco economica, rendendo molto dispendioso (già in partenza) il processo di recupero termico per la produzione di energia elettrica.

La turbina Tesla è certamente in controtendenza riguardo quest'ultimo aspetto: la sua struttura relativamente semplice la rende un espansore low cost, di facile progettazione e costruzione, che riduce di molto il costo di investimento per l'intero impianto e getta le basi per una possibile espansione futura nel mercato dell'energia di piccola taglia.

La collocazione della turbina in cicli a medio-bassa temperatura evita il pesante confronto con le turbine tradizionali, dotate di pale: se si operasse con i valori di temperatura e pressione elevati non ci sarebbe competizione tra le due soluzioni, dato il grosso svantaggio nel rendimento delle turbine Tesla rispetto a quelle tradizionali.

Ad oggi la turbina Tesla però non è in commercio, non si conosce quale possa essere il vero mercato di questa macchina: l'applicazione oggetto di questo studio è da considerarsi come "esplorativa" e ben lontana da fornire una soluzione chiavi in mano esente da problemi. Il prezzo della turbina è comunque molto inferiore a qualsiasi espansore per ciclo ORC, nonostante si tratti di un prototipo progettato e poi realizzato in un solo esemplare.

Di seguito si riportano i principali vantaggi connessi alla turbina Tesla, come riportato in (7) e da quanto si è potuto rilevare in questo studio:

- La turbina è di facile costruzione e bilanciamento.
- È leggera e facilmente spostabile (pesa dai 5 ai 15 kg, in base alla taglia). Nonostante il suo peso contenuto, è solida.
- Basso livello di rumore, facilmente confinabile in un mini box insonorizzato, all'occorrenza.

- Configurazione semplice e molto economica (il prezzo della turbina si aggira attorno ai 1000€).
- Il campo di forze centrifugo favorisce l'autopulizia della macchina.
- Ampia versatilità nel funzionamento con diverso tipo di fluido.

Gli svantaggi sono connessi principalmente alla scarsa efficienza della macchina, che sebbene abbia efficienze teoriche di rotore molto alte (superano anche la soglia del 90% (8)), si stabilizza su un rendimento di macchina del 20-30% nella maggior parte dei casi.

1.3. Il ciclo ORC

La ricerca dei sistemi energetici si è da tempo focalizzata anche sui sistemi di cogenerazione di piccola taglia, sia tramite turbine o microturbine che sfruttano l'energia termica come derivato dalla elettrica o comunque come processo bottoming, sia tramite l'utilizzo di cicli ORC – stand alone – che sfruttano il calore residuo di processi non finalizzati alla produzione di potenza come input per la generazione elettrica.

La domanda di energia del mondo è in costante crescita fig[5].

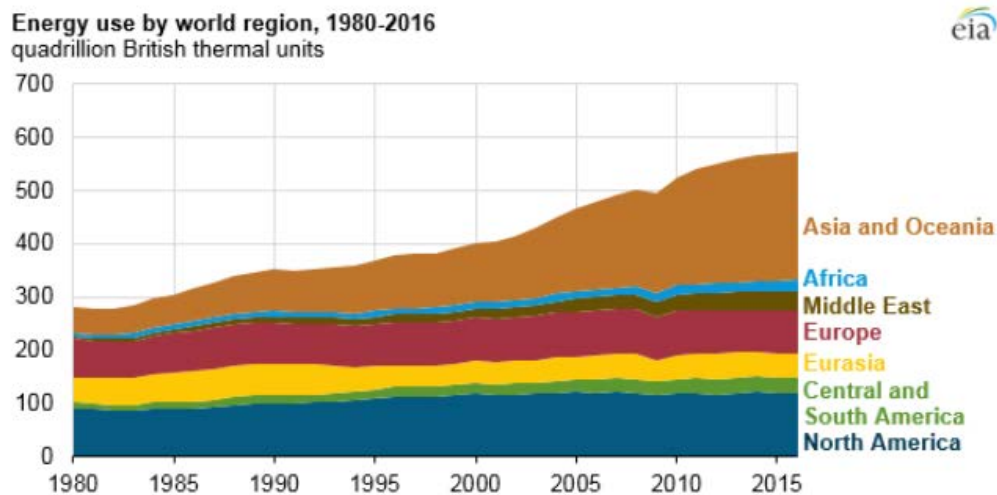


Figura 5. Consumo di energia a livello mondiale

Laddove ci sia bisogno di crescita economica rapida, come India, Cina, Russia, Brasile, Sud-Africa l'energia elettrica è solitamente da fonte fossile (petrolio, gas naturale o carbone). Tali fonti sono usate direttamente oppure raffinate per usi appunto di energia primaria quali di produzione di energia, per i trasporti, per uso domestico o per processi industriali.

Grazie alle nuove scoperte fatte dalla Geologia e dalla Ingegneria del Petrolio, le risorse sono sfruttabili maggiormente rispetto a prima, scostando in modo

significativo il termine di vita della singola riserva. Il problema rimane però dal punto di vista ambientale, per la tossicità delle emissioni e per il crescente e ormai irreversibile effetto serra che costringerà il nostro pianeta a riassetarsi in un nuovo equilibrio, forse troppo diverso rispetto a quello a cui ci siamo abituati.

Una soluzione per ridurre il consumo è appunto quella di recuperare il massimo dalla fonte, evitando sprechi e quindi limitando l'uso primario.

Nel settore dei trasporti, ad esempio, i motori diesel, benzina o metano ICE – Internal Combustion Engine – hanno un valore tipico di rendimento che si aggira attorno al 30-35%: più del 60% dell'energia è dissipata sotto forma di calore, anche a temperatura elevata quindi exergeticamente molto valido.

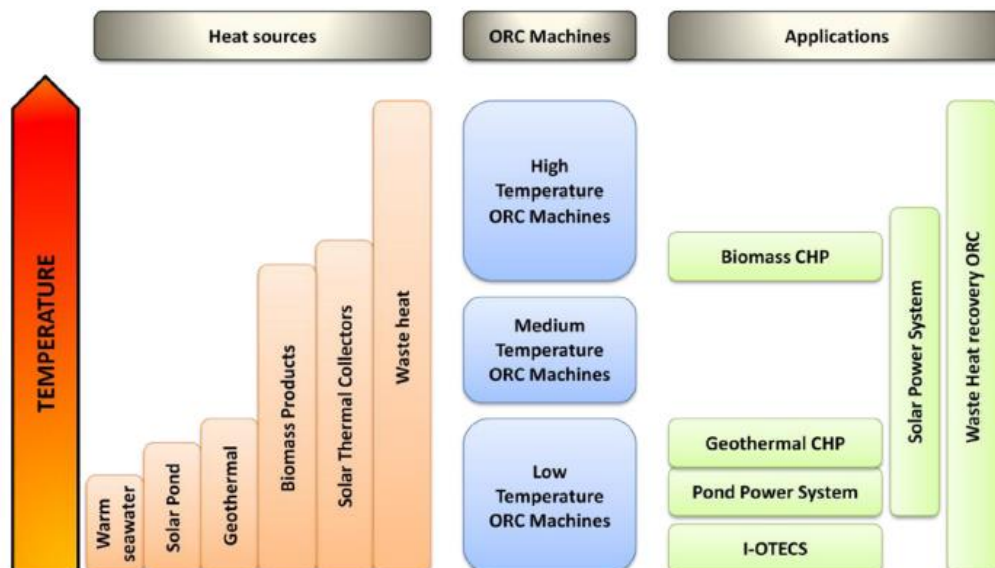


Figura 6. Livelli termici dei cicli ORC

Se recuperare calore di scarto da una sorgente mobile, come quella dell'autotrasporto, può essere complicato per vari motivi, su tutti quelli del peso e della sicurezza, il recupero termico da processi industriali è decisamente più sicuro in questo senso. I processi industriali producono molto calore di scarto, dal 20 al 50% del totale dell'energia infatti è rilasciata in ambiente, energia sfruttabile da cicli termodinamici di potenza, come l'ORC.

L'Organic Rankine Cycle è un ciclo termodinamico che prende appunto il nome dal ciclo Rankine, utilizzando però come fluido operativo un fluido organico. La differenza principale tra gli ORC e i cicli Rankine sta appunto nelle diverse caratteristiche dei fluidi operativi, che si sposano ognuno con i livelli di pressione e temperature che si decidono di utilizzare. Si elencano di seguito le principali caratteristiche dei due diversi cicli, da cui emergono di conseguenza le importanti differenze tra di loro:

- il ciclo Rankine tradizionale sfrutta le proprietà e la disponibilità dell'acqua per sfruttare il calore appositamente generato (tramite combustione di risorse fossili) per generare potenza meccanica e quindi elettrica. Generalmente la produzione di energia deriva da un calore che è appositamente generato per questo fine, che quindi presenta alti valori di exergia e rende possibile un suo utilizzo con il massimo dei rendimenti.

In un ciclo Rankine solitamente, quindi, i limiti sono rappresentati non dalla sorgente di calore ma piuttosto dai limiti tecnologici dei materiali impiegati, in particolare le tubazioni del generatore di vapore, e anche dalla disponibilità di raffreddamento e di una sorgente fredda al condensatore. In questo ciclo si cerca quindi di massimizzare il rendimento, in quanto la sorgente in ingresso ha un costo e il miglior modo per ripagare l'investimento è di sfruttare al meglio ciò che si ha a disposizione, oltre evidentemente a mantenere un livello di potenza in uscita compatibile con la domanda.

- Il ciclo Rankine a fluido Organico sfrutta le proprietà di un fluido organico appunto, preferibilmente con la più grande massa molecolare possibile, per estrarre potenza meccanica e quindi elettrica da un calore che non è stato designato e progettato per produrre potenza, bensì è il frutto di uno scarto di un qualche processo industriale, sia calore di recupero da motori destinati al trasporto navale oppure di grossi automezzi, di cogenerazione.

Il calore è quindi disponibile a livelli exergetici minori rispetto a quelli tipici di un ciclo Rankine tradizionale, ma ha il grandissimo vantaggio di essere gratuito.

In questo tipo di ciclo i limiti al rendimento sono dati non più da quelli tecnologici dei materiali, ma appunto sono legati strettamente al tipo di sorgente termica che si decide di sfruttare.

Il calore in ingresso può essere latente, sensibile o una combinazione, si può trovare a livelli diversi di temperatura in base alle condizioni al contorno, può anche essere troppo debole per poter avviare un ciclo termodinamico. Quello che si cerca di fare è quindi un ciclo che si adatti al meglio a ciò che ci si trova a disposizione, in modo da massimizzare il rendimento e ripagare il prima possibile l'investimento iniziale.

I vantaggi del ciclo Rankine a fluido Organico, in particolare con espansore turbina Tesla, sono (9):

1. Minor complessità e costi di manutenzione rispetto agli impianti di potenza tradizionali
2. Grande adattamento alle varie fonti di calore
3. Scala di potenza molto ridotta, anche sotto il kW
4. Turbina a basso numero di giri, accoppiabile direttamente con il generatore elettrico
5. Possibilità di funzionamento in autonomia, senza supervisione
6. Pressioni massime di ciclo contenute, spazi contenuti e minori rischi legati alla sicurezza
7. Lunga vita tecnica delle componenti dell'impianto
8. Impianto che riesce ad adattarsi bene alle condizioni di off design
9. Costo dei componenti contenuto
10. Veloce payback dell'investimento
11. Impianto silenzioso e facilmente costruibile.

Come si nota dal diagramma, il ciclo ORC è spesso a servizio di sorgenti termiche di scarsa qualità dal punto di vista exergetico; il diagramma ha l'intenzione di fornire una fotografia sulla situazione d'impiego di questo tipo di impianti, al giorno d'oggi (4).

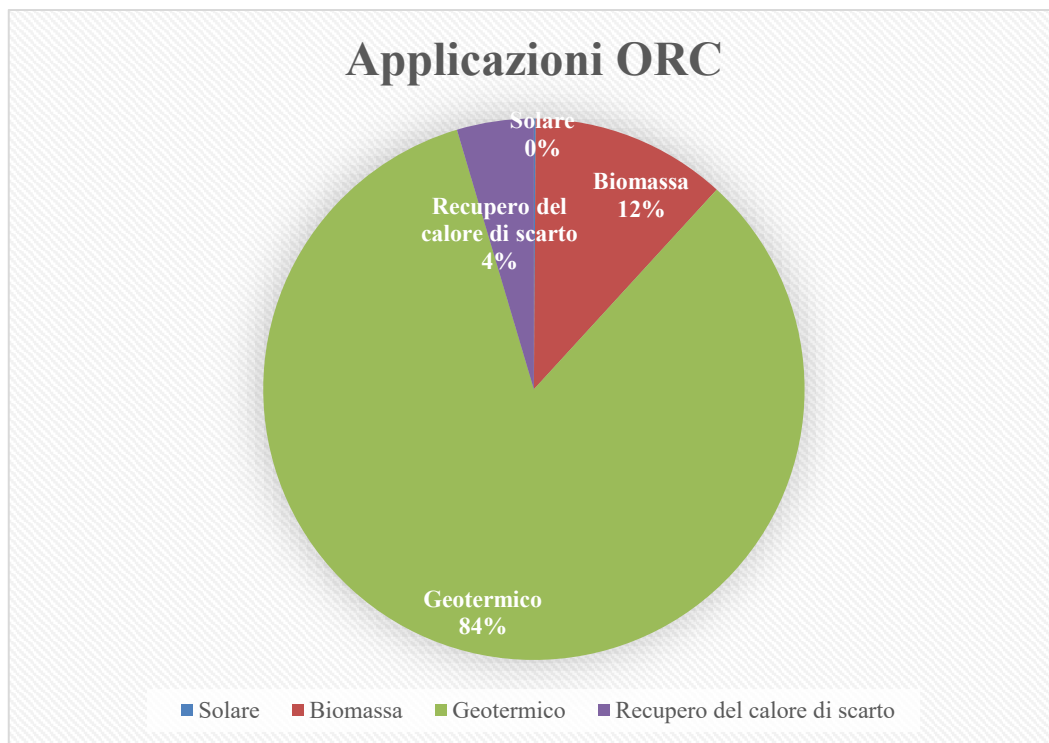


Figura 7. Sorgenti termiche dei cicli ORC

Per una totale potenza di 2749,1 MW installati in tutto il mondo – dato aggiornato a fine 2018.

Si vede che la maggior causa di utilizzo di questo tipo di ciclo termodinamico risulta essere il geotermico. Un impianto geotermico è fortemente dipendente dalla fonte energetica del sottosuolo su cui si va ad installare l'impianto stesso; le condizioni però, una volta determinate, sono stazionarie, l'impianto funziona giorno e notte in modo (seppur diverso per ovvie ragioni) sostanzialmente simile a un impianto a carbon fossile tradizionale. L'energia qui risulta essere dispacciabile e continua, regolabile e di facile regolazione.

L'impianto ORC funzionante invece con calore di scarto come sorgente termica è sicuramente qualcosa di più aleatorio e meno arbitrario. Anche in questa tesi però si prende come caso di studio una situazione stazionaria di scambio termico essendo consapevoli, come evidenziato dallo studio di fattibilità economica posto nell'ultimo capitolo, che tale sorgente termica non solo è discontinua e variabile, ma anche non è pensata per essere essa stessa l'input termico di un ciclo di potenza.

Tutte queste considerazioni rendono il ciclo "povero" di certezze ma che comunque risulta essere molto interessante, dato che si tratta appunto di un recupero di qualcosa che sarebbe stato, altrimenti, disperso in ambiente.

Riprendendo il concetto di aleatorietà della fonte energetica di input, anche qui è bene fare una precisazione:

I cicli ORC a recupero abbinati magari ad un processo a cascata che lavora costantemente in condizioni stazionarie, deve essere per forza anch'esso a regime, a meno delle condizioni esterne, si pensi ad esempio ad un ciclo bottoming di un impianto di produzione di potenza.

Focalizzandosi solo sullo scenario Italiano, si nota come piano piano gli impianti funzionanti a ORC abbinati alla conversione di calore di scarto siano sempre più distribuiti nel territorio, come riportato dalla mappa aggiornata che segue:

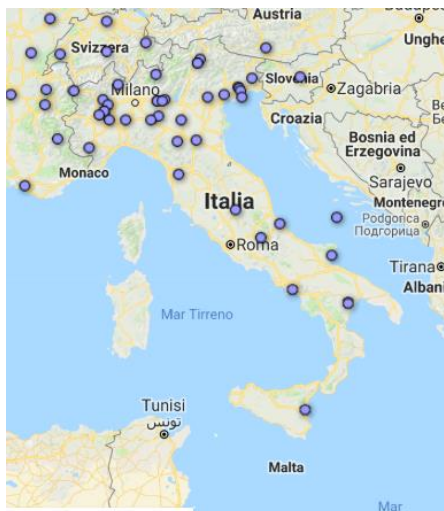


Figura 8. Impianti ORC installati in Italia oggi

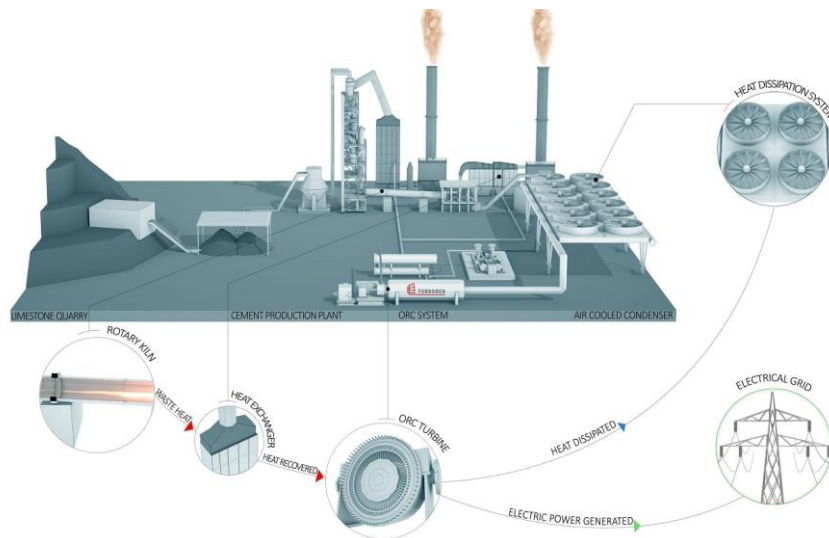


Figura 9. Classico impianto ORC da calore di scarto (10)

L'impianto in figura riporta una condizione classica.

La tesi porta invece un concetto di generazione di potenza di piccolissima taglia: l'obiettivo è, come espresso in precedenza, la collocazione dell'ORC in un micro impianto applicabile alla singola macchina distribuita in un processo industriale.

Il grande vantaggio che l'apparente azzardo come quello della scelta della turbina Tesla (della quale non si ha produzione e distribuzione sul mercato) può portare è quello dei costi di costruzione e installazione veramente contenuti, oltre ad un livello di dettaglio nel progetto relativamente poco complesso.

Un ciclo ORC equipaggiato con turbina Tesla si presenta con il seguente schema:

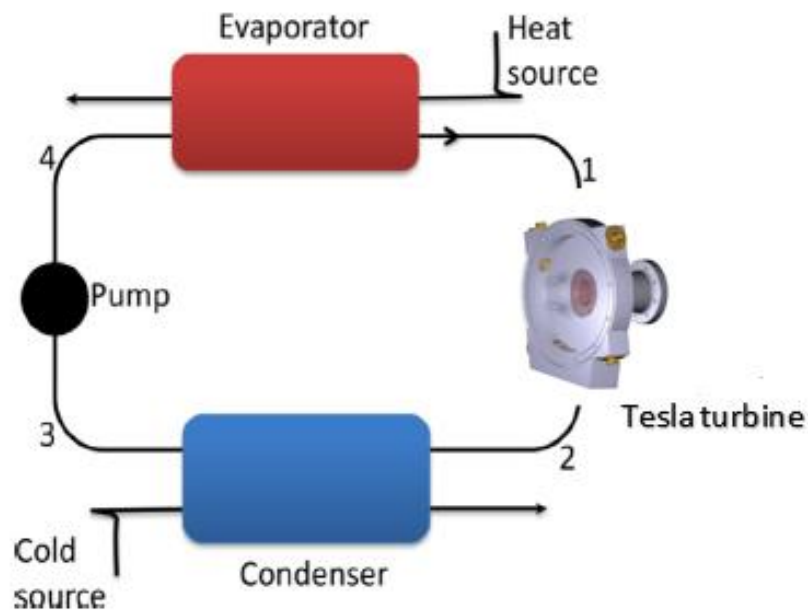


Figura 10. Il ciclo ORC

La rappresentazione mostra un ciclo ORC base, che attinge come potenza in ingresso una potenza termica indicata come sorgente in ingresso all'evaporatore, un espansore, un condensatore e infine una pompa.

Il liquido organico in uscita dal condensatore è pompato nell'evaporatore dove scambia calore con la sorgente di calore esterna, evaporando. Il fluido operativo, raggiunta così la fase gassosa, è inviato all'espansore, che in questo caso è una Turbina Tesla, alla quale cede parte della sua energia meccanica, prima di condensare per scambio termico con l'aria o acqua nel condensatore appunto.

Il processo termico dell'ORC è descritto come segue, nel diagramma Temperatura entropia:

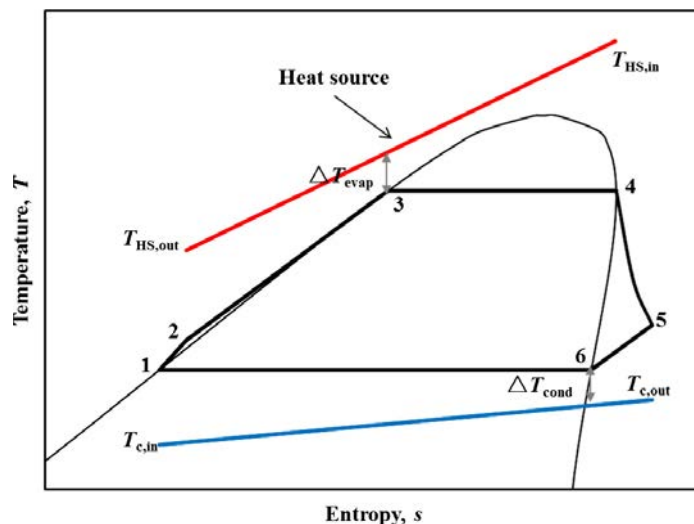


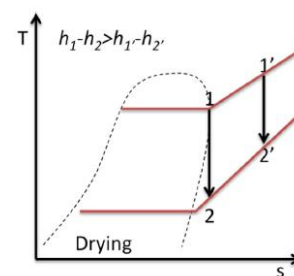
Figura 11. Diagramma T-s di un generico fluido organico

La sorgente di calore è solo sensibile, non vi è scambio di calore latente nel lato caldo, la sorgente infatti è rappresentata da aria calda il cui vapore contenuto in essa non raggiunge mai il punto di rugiada, com'era auspicabile.

Il fluido operativo nel diagramma ha la caratteristica di avere pendenza positiva anche nella spalla destra della curva, proprio dei fluidi ad elevata massa molecolare: perché quindi proprio questo tipo di fluidi sono più adatti ad un ciclo Rankine a basse temperature?

Le motivazioni sono quattro:

1. L'intera espansione avviene fuori dalla zona di saturazione: la pendenza positiva della curva limite superiore e l'irreversibilità dell'espansione (curva che tende ad andare verso destra nel tratto 4-5) sono due fattori che concorrono nell'allontanare il vapore dalla condizione di poter condensare, proteggendo la turbina da possibili titoli di vapore pericolosamente bassi.



2. Il salto entalpico è più basso rispetto all'acqua: la turbina solitamente è più compatta, servono meno stadi in turbina e quindi maggior portata, portando ad efficienze maggiori quando si parla di basse temperature. Questo è dovuto alla maggior densità del fluido organico.
3. La densità del fluido organico allo scarico è maggiore: la portata volumetrica, come detto in precedenza, è minore, contestualmente lo è anche la dimensione della turbina.
4. La pressione del fluido organico è sempre maggiore della pressione atmosferica.

Nella tabella seguente si nota anche come i fluidi ad elevata massa molecolare siano più performanti per potenze di ciclo più contenute:

Tabella 1. Confronto dei rendimenti tipici di turbina tra acqua e fluido ad elevata massa molecolare

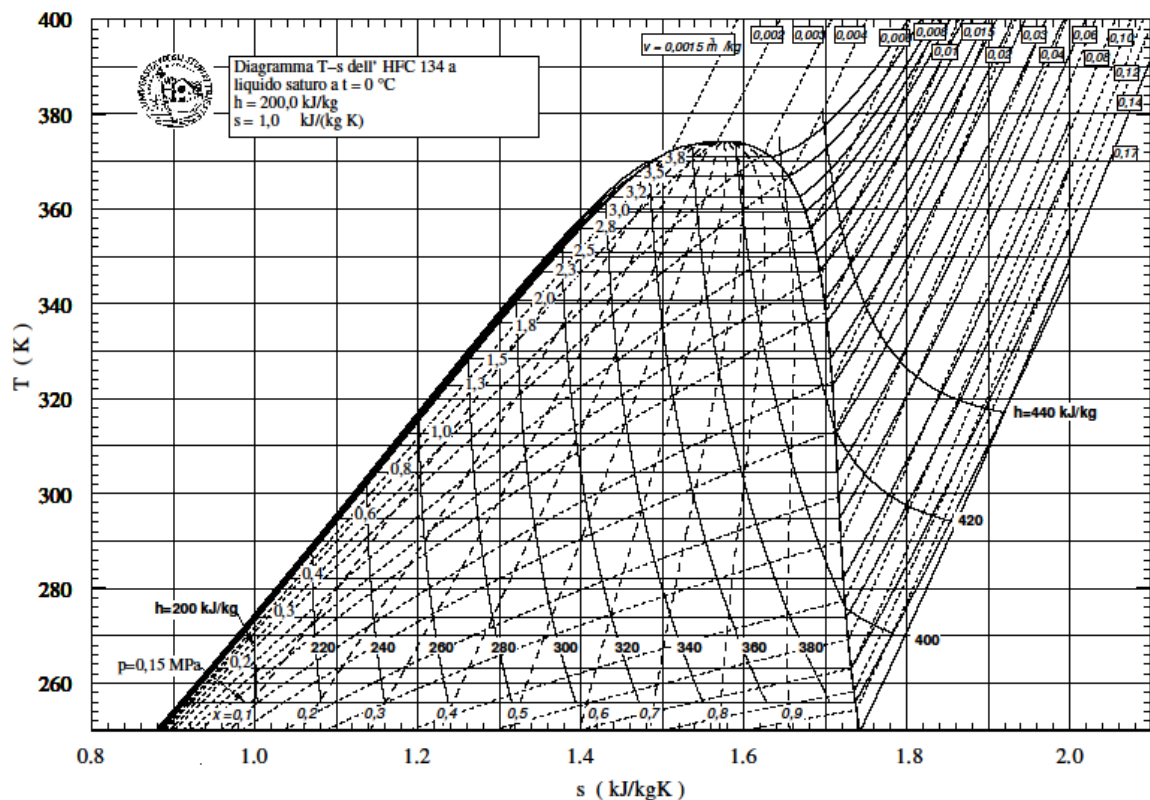
Campo di Potenza	$\eta_{is,turbina}$	
	Acqua	AMM
>10 MW	70-80	75-80
1-5 MW	50-70	75-80
200-500 kW	30-50	75-80
10-100 kW	25-50	60-75

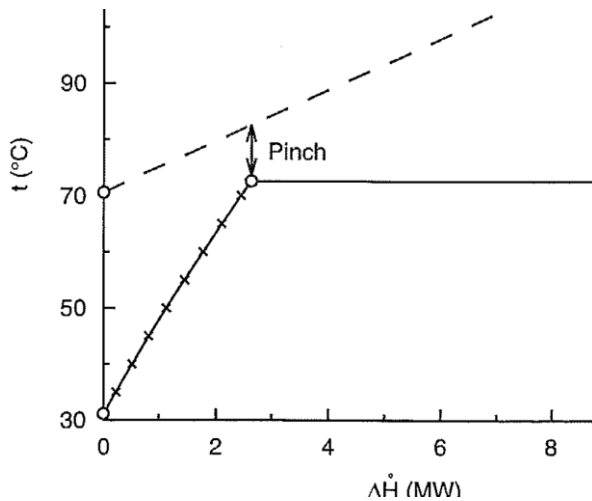
In particolare, per l'applicazione richiesta in questo studio viene usato l'R134a, fluido refrigerante ben conosciuto in campo scientifico, di facile reperibilità ed avente un profilo ambientale mediamente buono, fatta eccezione per il suo alto GWP (circa 1300).

Nello specifico, si riporta il diagramma Temperatura entropia dell'R134a:

Dal diagramma si vede come il fluido refrigerante abbia pendenza leggermente negativa nella curva del vapor saturo: il fluido può espandere senza incorrere in problemi di condensa in turbina, cosa non assicurata da un fluido a contenuta massa molecolare. I fluidi organici in generale sono caratterizzati da basse temperature di saturazione e basse pressioni di saturazione; tutte queste proprietà portano ad una buona attitudine con le medio-basse temperature.

È riportato il diagramma di scambio termico nel generatore di vapore a recupero, in cui si vede appunto la sorgente esterna che si raffredda, mentre il fluido operativo prima scambia calore sensibile fino a saturazione, poi evapora, per scambio latente. Il vapore qui non è surriscaldato, ma a seconda della disponibilità della sorgente si può riuscire anche ad inviare in turbina il vapore leggermente surriscaldato.





La potenza della pompa è descritta dalla seguente equazione di bilancio di potenza:

$$P_{pompa} = \frac{\dot{m}_{wf} \cdot (h_{2s} - h_1)}{\eta_{pompa}}$$

Il processo successivo riguarda la cessione di calore nello scambiatore, espresso tramite entalpie, data la presenza di cambiamento di fase.

$$Q_{evap} = \dot{m}_{wf} \cdot (h_4 - h_2) \quad \text{lato fluido operativo (working fluid)}$$

$$Q_{evap} = \dot{m}_H \cdot c_{pH} \cdot \Delta T \quad \text{lato sorgente calda, dove } c_{pH} \text{ è il calore specifico medio tra le temperature in ingresso e in uscita.}$$

Nella turbina il processo è definito dall'analogo bilancio di potenza:

$$W_{turbina} = \dot{m}_{wf} \cdot (h_4 - h_{5s}) \cdot \eta_T$$

Dove h_{5s} è l'entalpia isoentropica di fine espansione, η_T è il rendimento isoentropico dell'intera macchina

Il condensatore raffredda il vapore portandolo sulla curva di saturazione (scambio sensibile), per poi condensarlo (scambio latente). Lo scambio termico avviene con aria o acqua.

$$Q_{cond} = \dot{m}_{wf} \cdot (h_5 - h_1) \quad \text{lato working fluid}$$

$$Q_{cond} = \dot{m}_c \cdot c_{pC} \cdot \Delta T \quad \text{lato sorgente fredda}$$

Il rendimento termico del ciclo ORC è calcolato come

$$\eta_{ciclo} = \frac{P_{netta}}{Q_{in}} = \frac{P_{turbina} - P_{pompa}}{\dot{m}_H \cdot c_{pH} \cdot \Delta T}$$

Il rendimento del ciclo dipende molto dall'efficienza dell'espansore, che è anche l'elemento principale sul quale si può lavorare. Come vedremo in seguito un altro parametro importante legato all'efficienza è la temperatura di condensazione del fluido, che al suo aumentare fa diminuire il rendimento linearmente, con pendenza variabile in funzione della portata di massa del fluido operativo.

1.4. Caratteristiche del fluido operativo: R134a

L'R134a è individuato come il fluido operativo dell'applicazione di questo studio. La scelta è dovuta a due fattori di natura diversa tra loro, ma che di fatto portano all'individuazione senza alcun dubbio dell'R134a come il miglior fluido possibile per questa specifica applicazione.

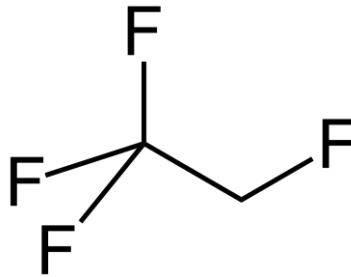


Figura 12 - 1,1,1,2-tetrafluoroetano

Il primo fattore è legato alle basse temperature di picco che può raggiungere il ciclo termodinamico in questione. Come anticipato, le massime temperature a cui si rende disponibile la fonte di calore che costituisce l'input termico del ciclo ORC sono di circa 90-95°C. Come dimostrato dal diagramma successivo (11), l'R134a è il fluido che meglio si adatta allo scambio termico con le temperature indicate in precedenza. Con il suo punto di ebollizione molto basso, -26,3°C, ha un punto critico altrettanto basso, rispetto agli altri gas refrigeranti: 101°C e 40,6 bar.

Queste caratteristiche termodinamiche permettono al fluido di essere ottimo per lo scambio termico con sorgenti di calore a bassa temperatura.

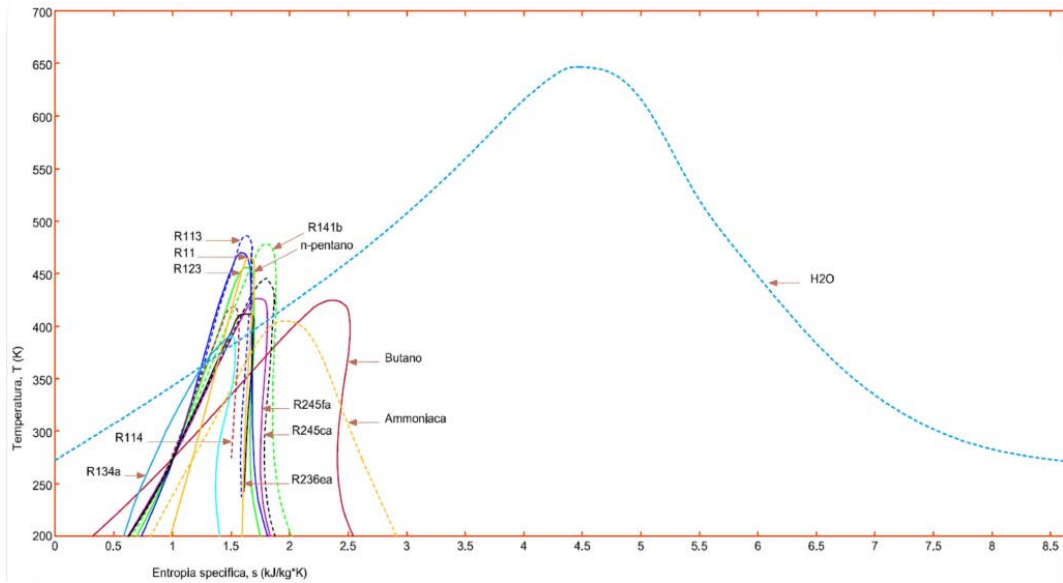


Figura 13. Confronto dei diagrammi T-s del ciclo ORC (11)

Il secondo motivo dell'utilizzo del tetrafluoroetano è legato alla compatibilità del fluido con altre funzioni che può svolgere all'interno dei servizi che l'azienda offre, come il controllo F_Gas degli essiccatori soggetti a normativa del Regolamento UE 517/2014 (12) e ricarica del refrigerante in caso di perdita. Solitamente questo tipo di fluido è utilizzato per macchine di grossa taglia.

Il fluido quindi è utilizzato per le prove sperimentali e verrà poi recuperato per applicazioni diverse, giustificandone la spesa in modo migliore.

La scelta del fluido quindi non è il risultato di un compromesso, come spesso succede, ma è piuttosto il risultato di una convenienza totale al suo utilizzo; l'R134a poi non è infiammabile, altro vantaggio nella sicurezza del suo utilizzo.

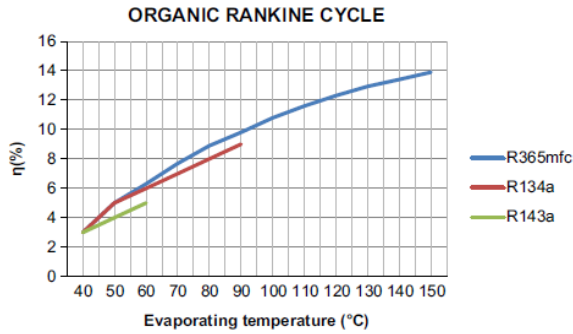
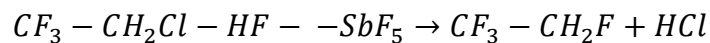


Figura 14. Confronto tra scelte di fluido border-line per cicli ORC (11)

Questo gas refrigerante è prodotto dalla sintetizzazione del 1,1,1-trifluoro-2-cloroetano con l'acido fluoridrico in presenza di un catalizzatore di pentafluoruro di antimonio (2)



Si cerca ora di delineare l'impatto ambientale di questo gas di sintesi.

L'R134a è un HFC – Idro Fluoro Carburo – che non contiene cloro, dannoso per l'ozono: in questo senso un eventuale rilascio del fluido in atmosfera non è da considerarsi dannoso.

Il problema sussiste invece per l'elevato GWP di questo gas refrigerante: il suo apporto all'effetto serra è 1300 volte maggiore rispetto a quello della CO₂. Il dato è significativo se si pensa che le concentrazioni di questo gas, largamente utilizzato come fluido operativo nei condizionatori e nei frigoriferi, in atmosfera sono più che raddoppiate nell'ultimo ventennio.

Questa condizione ha portato alla progressiva dismissione degli apparecchi funzionanti con R134a; la sua vita in atmosfera è comunque relativamente contenuta, 13,6 anni; per la diminuzione dell'effetto serra, grande responsabile del riscaldamento globale, è essenziale che fluidi con un così elevato Global Warming Potential siano sempre meno utilizzati e soprattutto sempre meno dispersi, accidentalmente, in atmosfera.

Si riporta quanto scritto nel regolamento dell'Unione Europea n.517/2014 sui gas fluorurati (del 16 aprile 2014 - pubblicato il 20/05/2014 sulla Gazzetta Ufficiale dell'Unione Europea). Il regolamento stila le disposizioni per limitare le immissioni di gas fluorurati (come l'R134a) in atmosfera. In particolare, il regolamento fissa una riduzione obbligatoria degli HFC del 79% entro il 2030. Dal 2015 in poi è stato vietato introdurre sul mercato refrigeratori e condizionatori domestici contenenti HFC con GWP superiore a 150 – entro il primo gennaio 2022 dovranno sparire da tutto il mercato questi HFC. Una possibile soluzione a questo problema è ricercabile nei sostituti dell'R134a, in particolare l'R1234yf che ha proprietà simili al predecessore ma $GWP < 10$.

La progressiva riduzione dell'impiego di tutti questi gas fluorurati va di pari passo con un inevitabile aumento del prezzo degli stessi, prezzo che se prima era una componente quasi trascurabile, nell'economia dell'impianto, ora ricopre una posizione di interesse.

1.5. Contributi dalla letteratura

Il promotore del nuovo interesse verso la turbina Tesla, dopo qualche articolo di Armstrong nella prima metà degli anni '50, è stato Rice, con il suo modello analitico matematico basato sulla fisica del flusso che usa le equazioni di Navier – Stokes semplificate con opportune ipotesi preliminari (13). Lo scopo di questo studio era quello di descrivere le relazioni tra i parametri del flusso che fluisce tra due canali della turbina: una delle ipotesi di questo elaborato era che la turbina Tesla è di fatto costituita da moduli paralleli, con dischi adiacenti che non si influenzano l'un l'altro poiché ognuno di essi lavora alle stesse condizioni operative.

Sempre Rice, con il suo modello alla mano, è riuscito a sviluppare al meglio il disegno originario di Nikola Tesla, padre e inventore di questo rivoluzionario tipo di espansore.

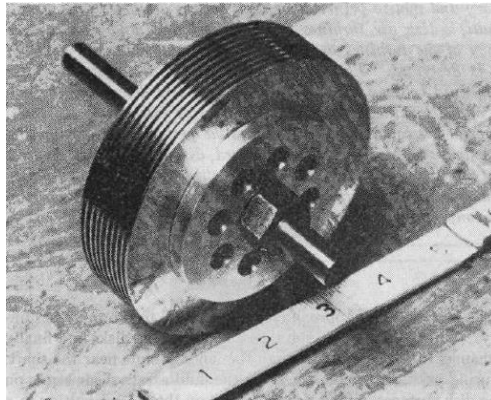


Figura 17. Prototipo realizzato da Rice

Rice è riuscito a interpretare al meglio le equazioni di continuità e le equazioni di Navier Stokes in modo da descrivere l'andamento del flusso nelle due direzioni r e θ , con il grande merito di essere stato il primo a costruire un modello analitico (che veniva risolto grazie ad uno dei primissimi calcolatori, l'IBM 704) che si applicasse a prototipi reali, da lui stesso costruiti, a mano a mano resi più performanti grazie all'esperienza pregressa. In questo studio si sono presentate le equazioni che descrivono

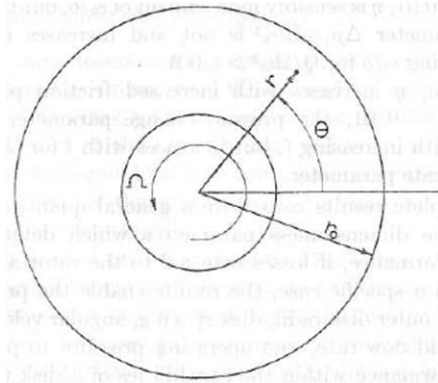


Figura 18. Disegno del disco di rotore

l'andamento del moto del fluido all'interno della Turbina: fu il primo approccio allo studio teorico della materia, con un modello già di per sé completo e attuale. Il modello fatto nel 1965 esiste di base ancora oggi, tutti gli studi successivi poi prendono spunto dalle equazioni riordinate proprio in questo lavoro per poter sviluppare le successive trattazioni, come si vedrà nel dettaglio.

La turbina di Rice raggiunge un'efficienza teorica massima inferiore al 35%; si evidenziano però i seguenti limiti al suo modello: la soluzione delle equazioni differenziali che portano alla determinazione dell'andamento del flusso nel rotore sono molto più semplificate secondo l'ipotesi di gas incompressibile. La densità, secondo questo studio, rimane costante: questa ipotesi è abbastanza attendibile quando si parla di pressioni modeste all'ingresso rotore, ma diventa troppo approssimativa quando le pressioni all'ingresso rotore superano, indicativamente, i 10 bar. Un passaggio molto interessante che si evince dalla pubblicazione citata è senza dubbio quello di cogliere la modulabilità della macchina: Rice dice infatti che è sufficiente

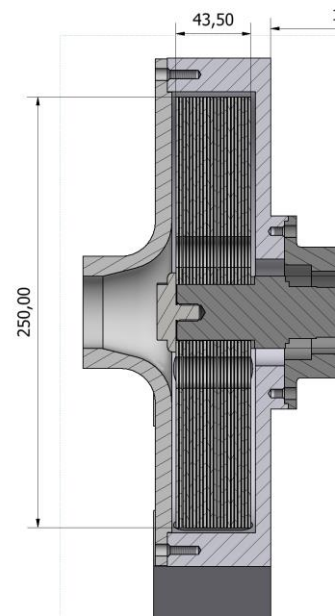


Figura 19. Disegno dell'interno dell'housing

considerare anche solo il volume di controllo che è racchiuso tra due dischi contigui, come in figura [19] dove si notano i dischi paralleli calettati sull'albero di rotore. L'intuizione, certamente corretta come riportato anche da tutti gli articoli successivi, consiste nel considerare la macchina come somma di tante componenti (i canali di rotore) poste in parallelo, ognuna con le stesse condizioni al contorno. La potenza di ogni canale, moltiplicata per il numero di canali, porta al risultato delle prestazioni della macchina nel suo insieme: il canale è un volume ben definito, calcolato come

$$Volume_{canale} = \pi(r_2^2 - r_3^2) \cdot b$$

Ovvero come area del disco bagnata dal fluido moltiplicata per lo spazio tra i dischi b .

Altro argomento interessante riportato nell'articolo riguarda il salto di pressione nel rotore: già qui si rendono disponibili curve e grafici per l'andamento della pressione del rotore, che sono riportati in seguito.

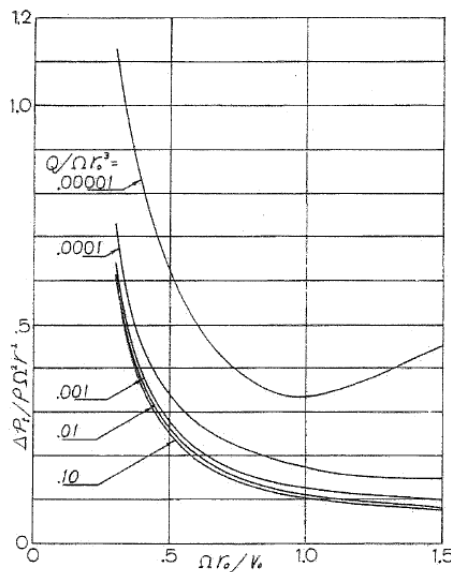


Figura 20. Risultati tipici della perdita di pressione dell'intera turbina

I risultati di questo primo vero studio sull'argomento, pur con l'ipotesi limitativa di densità costante lungo il rotore, sono molto significativi e non si discostano molto

da quello che la letteratura saprà offrire nel mezzo secolo successivo. In particolare la potenza prodotta è in linea con gli studi successivi, va infatti dai 300 W a qualche kW dipendentemente dalle condizioni operative. Si rimanda all'appendice per la verifica con EES di questo articolo.

Non sono molti gli autori che in letteratura abbiano dato un contributo realmente significativo, di diverse vedute, dal pioneristico elaborato di Rice; sicuramente tra le varie pubblicazioni è degna di nota la modellazione in forma analitica da Van P. Carey (8).

Carey, nel suo articolo pubblicato nel dicembre del 2010, dal titolo "Assessment of Tesla Turbine Performance for Small Scale Rankine Combined Heat and Power Systems" (8) ri-organizza le equazioni di Navier Stokes, già richiamate nella trattazione di Rice, in forma di coordinate cilindriche con parametri adimensionali per fluido laminare. In questo studio, con l'utilizzo appunto dei parametri adimensionali, si trasformano le equazioni differenziali in equazioni lineari, mantenendo le ipotesi semplificative fondamentali che già si trovavano nell'elaborato precedentemente citato, andando a semplificare il calcolo e la realizzazione di grafici intuitivi sulla base di queste costanti.

Il modello appena citato vede come fluido operativo il vapor d'acqua; i risultati del modello di Carey portano a un rendimento del solo rotore, calcolato con la formula molto molto alti, del 91%, e rendimenti dell'intera macchina di oltre il 60%. Oltre ai risultati teorici importanti, in questo studio si fornisce un primo approccio allo svincolo delle equazioni differenziali a mezzo di una risoluzione analitica delle stesse, utilizzando dei parametri nuovi significativi anche dal punto di vista fisico.

Da quell'elaborato sono stati fatti altri studi negli ultimi 10 anni; su tutti, merita particolare attenzione il lavoro dei professori italiani Manfrida e Talluri e dei professori cinesi Jiang Song, Xue-song Li e Chung-wei Gu, menzionati in seguito con i loro articoli principali, che hanno il merito di aver realizzato un upgrade rispetto allo studio del professor Carey: in particolar modo Manfrida e Talluri hanno riordinato le equazioni del modello di Carey rimuovendo alcune ipotesi semplificative, fornendo una valida alternativa a quanto la letteratura fornisse già.

L'ipotesi comune ad ogni trattazione è la stazionarietà del sistema; fatto salvo per questa condizione – premesso che sono all'incirca una decina gli articoli scientifici sulla turbina Tesla (o anche sono sul suo rotore) realmente significativi pubblicati negli ultimi 65 anni – ogni pubblicazione si riserva di riadattare le ipotesi iniziali secondo una logica giustificata da ogni diverso autore.

In questo modo si è tentato anche in questa tesi di rivedere le equazioni che portano alla descrizione di cosa accade all'interno dell'espansore e quanto le modifiche apportate riescano ad incidere sul calcolo della potenza prodotta.

2. Analisi teorica e modello numerico

2.1. Analisi teorica e modello numerico di statore

Lo statore della turbina Tesla oggetto di studio si compone da 1 a 4 ugelli convergenti – divergenti.

L'ugello, che verrà ampiamente analizzato in seguito, è di tipo convergente–divergente e si fa carico della principale espansione che si verifica in turbina, trasformando la pressione in velocità; la differenza tra un ugello di tipo convergente-divergente e un ugello di tipo solo convergente è che il primo, in condizioni di portata critica e di particolari condizioni dell'ambiente di valle, riesce ad accelerare il fluido oltre alla velocità del suono. Questo aspetto costituisce una valida opzione per una turbina che risulta più performante con velocità assolute alte del flusso di fluido operativo in ingresso rotore.

L'intero modello è creato con il software *EES (Engineering Equation Solver)*, sviluppato da S.A. Klein (14). Il programma è un risolutore di sistemi lineari, non lineari e differenziali, secondo un approccio non sequenziale ma simultaneo.

Nel modello numerico dello statore si considera flusso isoentropico e gas ideale, determinando poi un coefficiente di perdita ϕ_{nozzle} e un coefficiente Y_{reale} per convertire, rispettivamente, il flusso da isoentropico a non isoentropico e da gas ideale a reale.

Per questi motivi si adottano le seguenti ipotesi di lavoro:

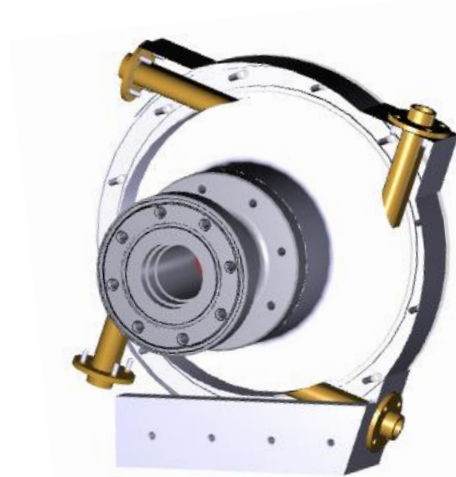


Figura 1. Configurazione dei 4 ugelli

1. Moto isoentropico
2. Gas ideale
3. Velocità di inlet = trascurabile
4. Flusso adiabatico

Successivamente tali valori saranno corretti con i coefficienti di perdita ϕ_{ugello} e Y_{reale} calcolati in un programma a parte.

Si inizia dalla trattazione del modello dello statore a gas ideale.

Il modello è a geometria fissata e vede come variabile geometrica fondamentale la sezione di gola dell'ugello; in questo caso l'ugello esistente ha una sezione di gola pari a

$$d_{gola} = 3mm$$

Il diametro della sezione di gola è una delle variabili fondamentali dell'intero sistema turbina, poiché, adottando l'ipotesi di portata massima (=critica) nella sezione di gola, il valore di tale portata è strettamente correlato alla sezione di gola dell'ugello: la portata critica è

$$\dot{m}_{ugello} = A^* \cdot \left(\frac{k}{R_{gas}} \right)^{0,5} \cdot p[4] \cdot \frac{10^5}{(T[4] + 273,15)^{0,5}} \cdot \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2 \cdot (k-1)}}$$

Dove A^* è l'area circolare della sezione di gola dell'ugello; si nota come la portata massima sia strettamente collegata alle condizioni dello stato di ristagno di monte e all'area della sezione di gola, nonché dal tipo di fluido considerato.

In seguito viene determinata la sezione di efflusso lungo lo sviluppo longitudinale dell'ugello. Si valuta, in questa fase, una matrice 2x18 in cui viene valutato il diametro equivalente in corrispondenza del punto x longitudinale valutato. La sezione divergente dell'ugello non è circolare, si introduce un diametro equivalente per il calcolo dell'area nella coordinata locale, sia del tratto convergente (dove il diametro è quello reale poiché la sezione è effettivamente circolare) sia di quello divergente, restituendo l'area reale corrispondente. Il diametro non è circolare per

permettere al fluido di investire tutta la porzione di dischi: a parità di area di uscita una sezione come quella in disegno in figura riesce a coprire in larghezza tutti i dischi.

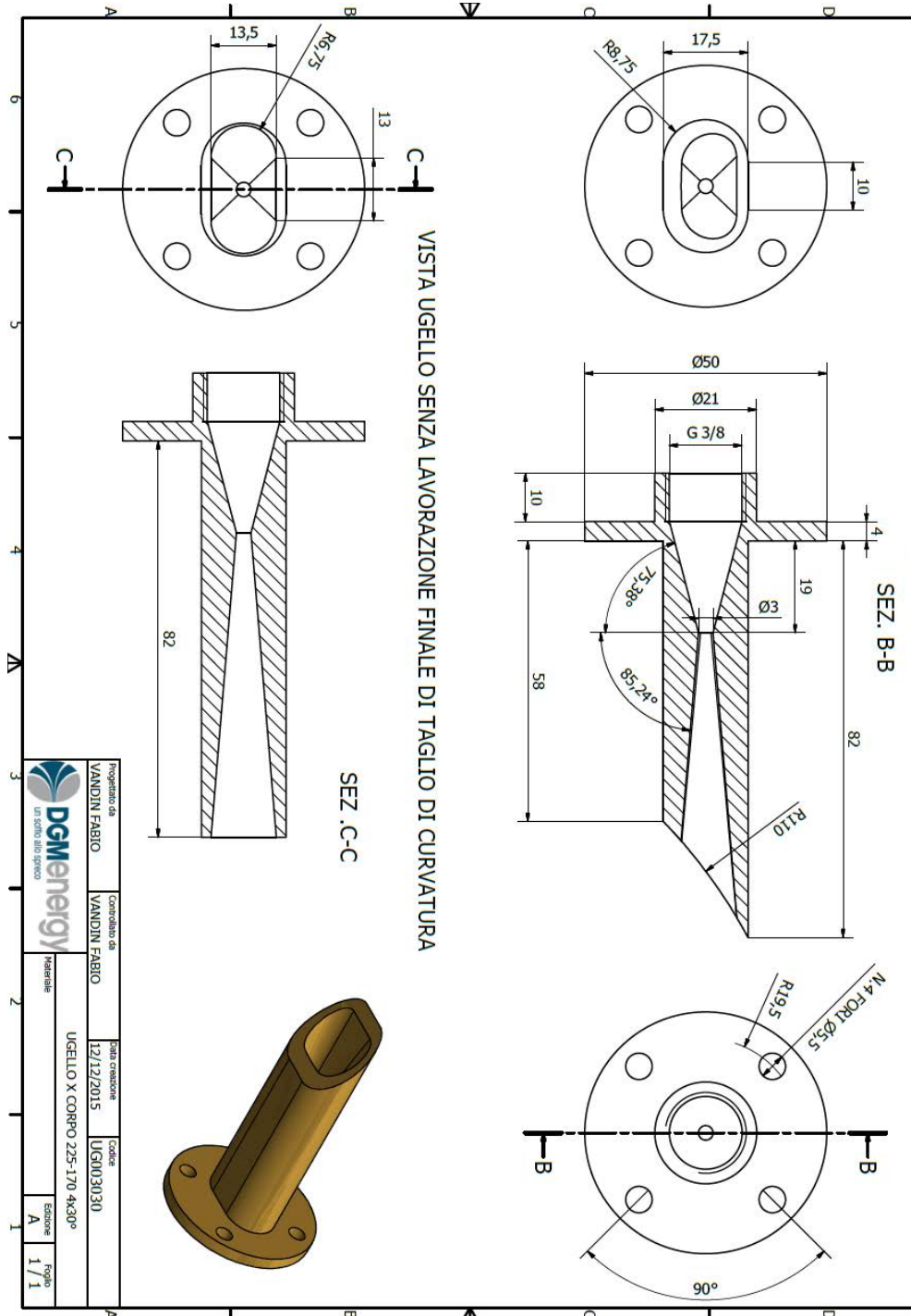
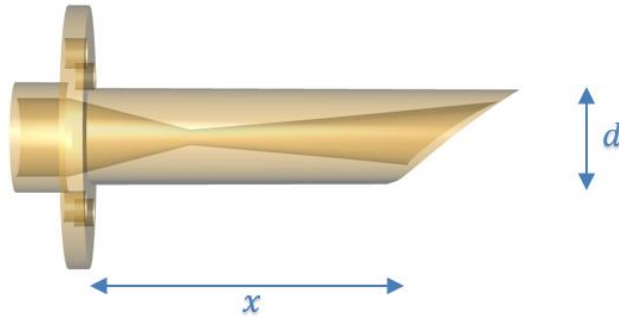


Figura 2. Disegno tecnico dell'ugello

Nello specifico, come riportato in figura [3]



**Figura 3. Sezione dell'ugello, con particolare sulla sezione di gola, posta a $x=19\text{mm}$.
Lunghezza totale dell'ugello = 58mm**

x [mm]	d [mm]
0	15
3,412	13
6,824	11
10,24	9
13,65	7
17,06	5
19	3
23,88	4,096
27,29	5,192
30,71	6,288

34,12	7,383
37,53	8,479
40,94	9,575
44,35	10,67
47,76	11,77
51,18	12,86
54,59	13,96
58	15,05

Tabella 1 matrice geometrica dell'ugello

Si nota come il rapporto tra l'area nella sezione di gola dell'ugello e l'area della sezione di uscita, $A_2 = \pi \frac{15,05^2}{4}$, sia all'incirca pari a $\frac{A_2}{A^*} \cong 25$, valore che abbassa considerevolmente la pressione e aumenta la velocità in modo molto significativo. Con un esempio numerico, con questo tipo di ugello, una espansione libera da contropressioni allo scarico viene proposta nel modello del prossimo paragrafo.

Si intende valutare quindi le condizioni di uscita dall' ugello convergente – divergente noti lo stato d'ingresso e la geometria.

Si fissano i pedici e apici che fanno riferimento alle tre posizioni fondamentali nello studio dell'ugello:

1=ingresso ugello; *= sezione critica, di gola; 2=uscita ugello, ingresso rotore

Noti:

- $T_1; p_1; R_{gas}; geometria$

Si distingue il moto nel tratto convergente, valutando anche l'efflusso nel tratto divergente; nel tratto convergente, essendo il flusso in condizioni critiche, per ipotesi, si vanno a valutare le condizioni termodinamiche nella sezione di gola:

$$\rho^* = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \rho_1$$

$$T^* = \frac{2}{k+1} \cdot T[1]$$

$$p^* = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \cdot p_1$$

La velocità nella sezione di gola è pari a quella sonica, quindi

$$vel^* = \sqrt{k \cdot R_{gas} \cdot T^*}$$

La portata critica, che porta l'ugello in condizioni di chocking, è espressa dalla seguente equazione di continuità:

$$\dot{m}_{ugello} = \rho^* \cdot A^* \cdot vel^*$$

Oppure dalla:

$$\dot{m}_{ugello} = A_{star} \cdot \left(\frac{k}{R_{gas}}\right)^{0,5} \cdot \frac{p_1}{(T_1)^{0,5}} \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{2 \cdot (k-1)}}$$

A questo punto, in corrispondenza della sezione di gola dell'ugello, il fluido è esattamente alle condizioni di moto sonico. Il tratto divergente quindi fungerà da ulteriore tratto accelerante, secondo le equazioni:

$$\frac{A_2}{A^*} = \sqrt{\frac{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot \left(\frac{k-1}{2}\right)}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}}}$$

Con la quale si ricava la pressione p_2 allo scarico; in modo analogo si può valutare la corrispondente velocità in tale sezione di sbocco:

$$v_2 = \sqrt{2 \cdot \left(\frac{k}{k-1}\right) \cdot R_{gas} \cdot T_1 \cdot \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right)}$$

Questa trattazione, fatta secondo l'ipotesi di gas ideale, porta a valori di Mach estremamente elevati per un ugello di questo tipo, a causa dell'elevato rapporto tra l'area di uscita e quella della sezione di gola dell'ugello.

Conseguentemente, la temperatura a valle dell'ugello cala drasticamente, con l'equazione:

$$T_2 = \frac{T_1}{\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}}$$

Per fare un esempio numerico, valutando la portata critica di R134a fluente in un ugello di questo tipo, con questa geometria, date le condizioni d'ingresso

$$T_1 = 60^\circ\text{C}, p_1 = 16 \text{ bar}, vel_1 = 4,14\text{m/s}$$

Si trova allo scarico

$$T_2 = -65^\circ\text{C}, p_2 = 0,086 \text{ bar}, vel_2 = 475,2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Corrispondente a $Mach_2 = 3,487$

Il numero di Mach è strettamente correlato con il rapporto tra le aree e, nell'ipotesi di gas ideale ovvero a calori specifici c_p e c_v costanti, è un importante parametro con il quale valutare puntualmente le condizioni termodinamiche del flusso, che dipendono solo da Mach. Il numero di Mach locale è espresso infatti dalla seguente:

$$M^2 = \frac{2c_p(T_1 - T)}{kRT}$$

dove T è il valore della temperatura in corrispondenza della coordinata sulla quale è stato valutato Mach.

Esprimendo lo stesso parametro in funzione della sezione critica, calcolata come in precedenza, si ottiene

$$\frac{T}{T^*} = \frac{T}{T_0} = \frac{\left[1 + \frac{k-1}{2} M^2\right]^{-1}}{\left[1 + \frac{k-1}{2}\right]^{-1}}$$



Derivato dalle equazioni di continuità:

$$\frac{A}{A^*} = \frac{T}{T^*} \frac{P^*}{P} \frac{vel^*}{vel} \quad (*)$$

Analogamente si può valutare la dipendenza della pressione da Mach:

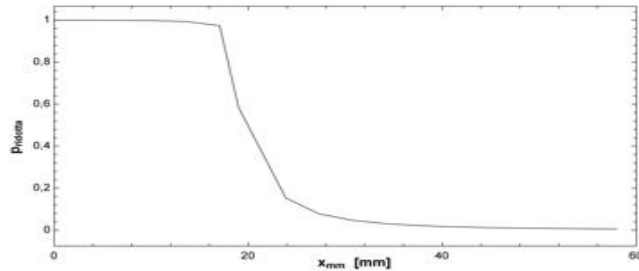


Figura 5. Andamento della pressione ridotta nell'ugello

$$\frac{p}{p^*} = \frac{p}{p_0} = \left[\frac{1 + \frac{k-1}{2} M^2}{1 + \frac{k-1}{2}} \right]^{-\frac{k}{k-1}} \quad (**)$$

Sostituendo la (*) con la (**) si ottiene:

$$\frac{A}{A^*} = \frac{\left(\left(\frac{2}{k+1} \right) * \left(1 + (k-1) * \frac{M^2}{2} \right) \right)^{\frac{k+1}{2*(k-1)}}}{M}$$

Che esprime Mach valutato per un'area A rispetto alla sezione di gola, dove per ipotesi si lavora in condizioni soniche. Essendo un'equazione che ammette due soluzioni reali, vanno limitate a $Mach < 1$ per il tratto convergente, dove appunto non si raggiunge la velocità sonica a meno della sezione di gola, mentre si ottiene $Mach > 1$ nel tratto divergente dell'ugello.

Graficamente, considerando Aria come fluido:

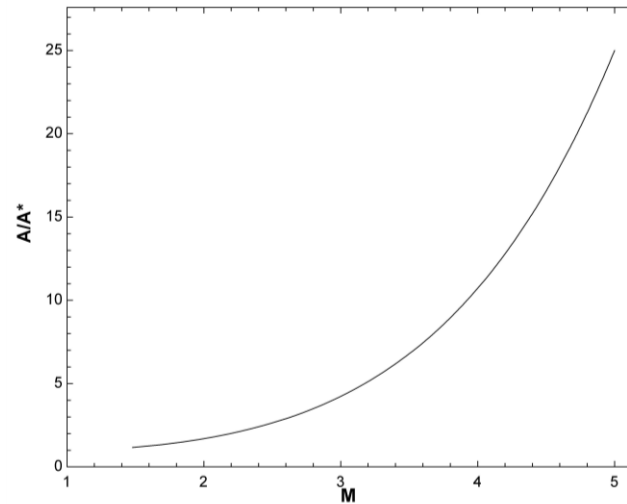


Figura 6. Relazione tra il rapporto delle aree e Mach in uscita ugello

si nota come Mach cresca molto rapidamente raggiungendo il valore di $M=3$ già con un rapporto tra aree pari a 4.

Valutato il comportamento del fluido lungo l'ugello esente da contropressioni allo scarico, si procede a valutare lo stesso comportamento rimuovendo l'ipotesi di fluido ideale.

Il comportamento con ipotesi di gas reale viene valutato grazie alle potenzialità del programma EES che è in grado di risolvere in modo iterativo le equazioni di bilancio energetico che vanno a definire di fatto il comportamento del fluido operativo nell'ugello.

Le equazioni che caratterizzano il modello a fluido reale sono bilanci di energia lungo i punti valutati nella matrice precedente, come suggerito dalla trattazione del prof. Klein (15);

Lo stato termodinamico di riferimento è obbligatoriamente lo stesso del modello a gas ideale, se si intende procedere poi ad un confronto; si va quindi a valutare il primo bilancio di energia tra i due estremi del tratto convergente:

$$h_1 + \frac{vel_1^2}{2} = h^* + \frac{vel^{*2}}{2}$$

Il modello è isoentropico, come ricordato in precedenza. Per arrivare a convergenza si inseriscono tante equazioni linearmente indipendenti quante sono le variabili in gioco: vanno specificate nel programma le varie correlazioni tra entropia, entalpia, temperatura e pressione valutate nella sezione di gola, utilizzando la libreria di EES dove sono valutate le proprietà termodinamiche del gas.

Dalla legge di continuità si ricava il valore della portata critica del fluido che, considerando la velocità vel^* come la velocità sonica valutata attraverso la libreria delle proprietà dei fluidi reali di EES, risulta essere:

$$\dot{m}_{ugello} = A^* \cdot vel^* \cdot \rho^*$$

Tale portata è posta uguale alla stessa nella sezione di sbocco:

$$\dot{m}_{ugello} = A_2 \cdot vel_2 \cdot \rho_2$$

Segue il secondo bilancio di energia, tra i due estremi dell'ugello: ingresso e fine tratto divergente, ovvero l'uscita,

$$h_1 + \frac{vel_1^2}{2} = h_2 + \frac{vel_2^2}{2}$$

Per completare il modello vengono inserite nuovamente le correlazioni tra le proprietà termodinamiche nel punto 2, come valutato in precedenza per la sezione di gola.

Il modello a gas reale funziona quindi secondo questa logica, possibile grazie

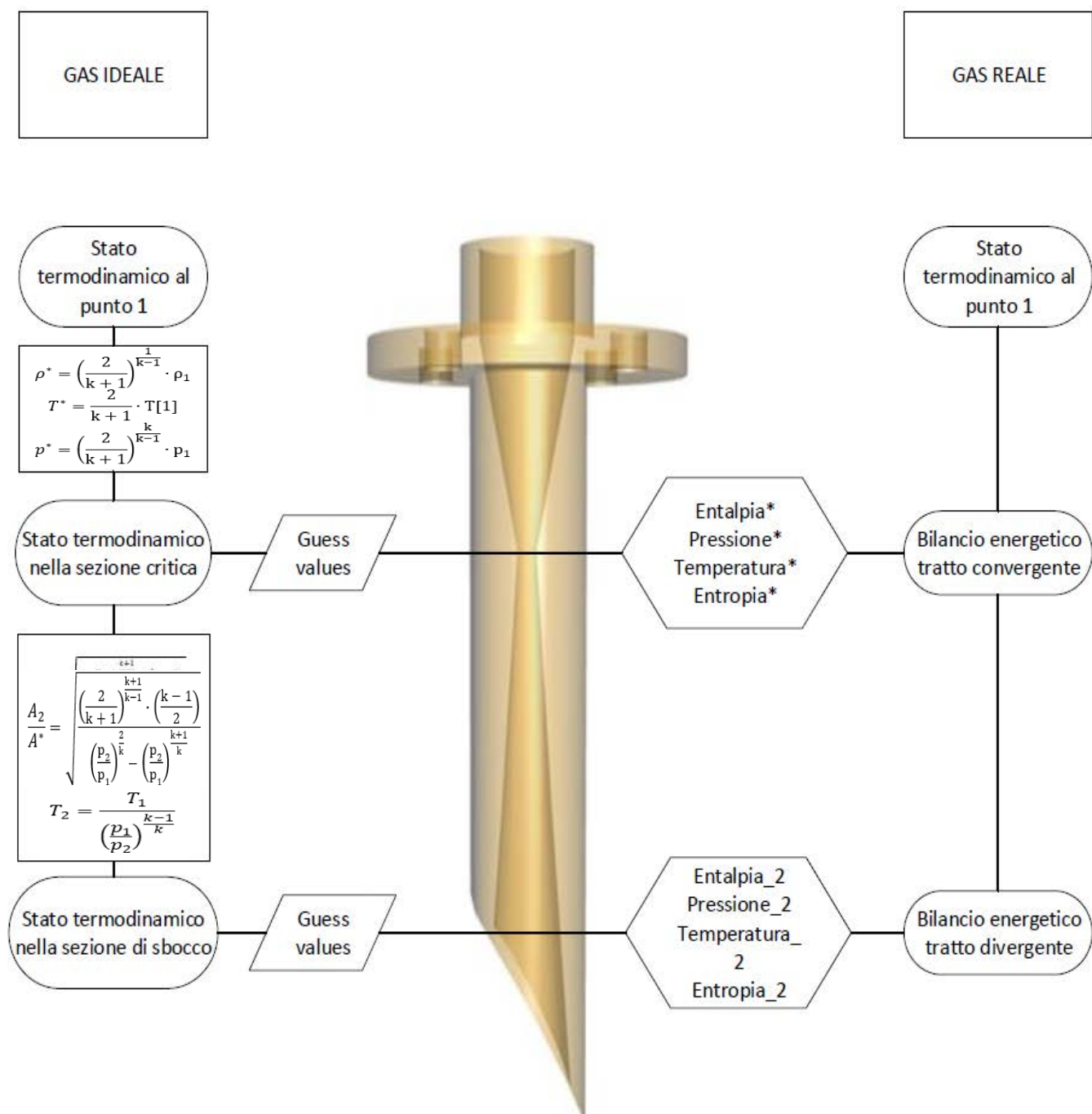


Figura 8. Slow chart della logica di funzionamento del modello di statore

Il modello a gas ideale serve per dare quindi i corretti guess values al modello parallelo che sviluppa invece la logica di programma a gas reale. Il programma infatti deve agire in modo iterativo per accoppiare 20 equazioni: la convergenza ha

bisogno di appropriati valori di primo tentativo che vengono forniti appunto dall'output del programma sequenziale a gas ideale.

Si possono costruire quindi dei diagrammi che mettano in relazione i due modelli, valutando quindi l'errore che si commetterebbe ragionando solamente con ipotesi di espansione a gas ideale.

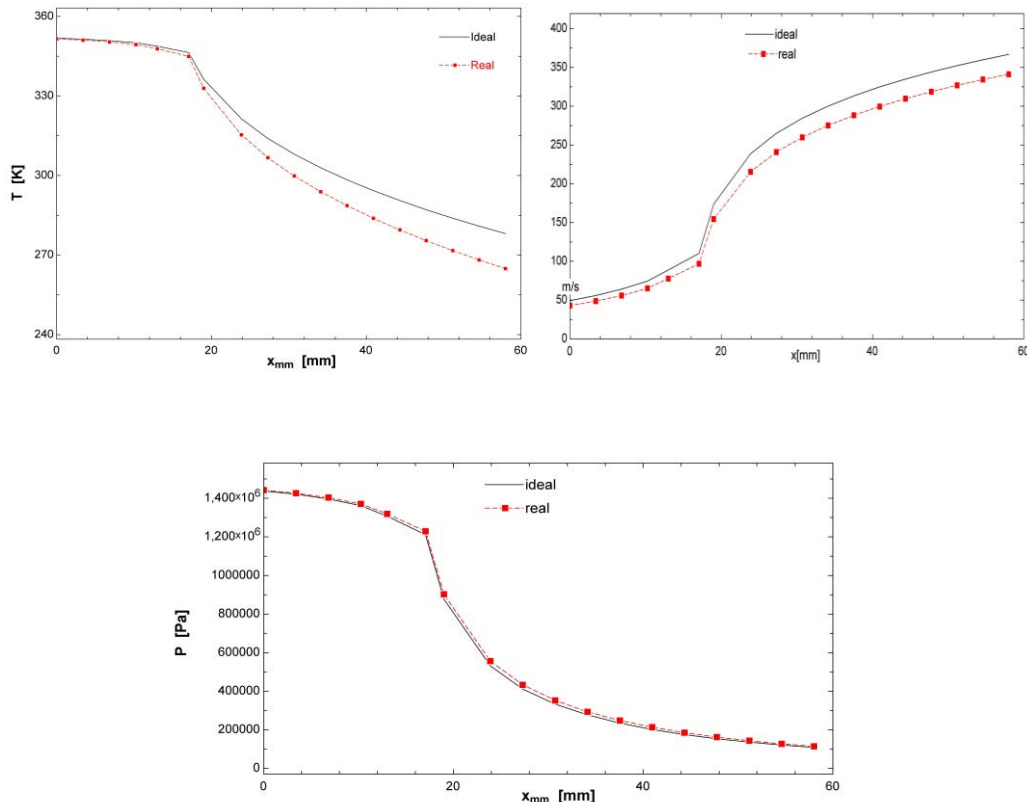


Figura 9. Confronto tra modello a gas ideale e reale

Da questo studio si trovano delle sostanziali differenze tra i due modelli, che risultano sempre più marcate con l'aumentare della pressione d'ingresso.

Con questo studio quindi si può ricavare il coefficiente $Y_{reale} = \frac{p_{2, reale}}{p_2}$ con il quale scalare i risultati dal modello ideale, che si presta meglio ad essere integrato nel modello complessivo data la sua sequenzialità che porta a maggiore facilità di risoluzione.

2.2. Irreversibilità dell'ugello

Finora si è parlato di moto isoentropico, quindi adiabatico e reversibile, a entropia costante. L'ipotesi di adiabaticità rimane poiché il flusso trascorre un tempo brevissimo nell'ugello, conservando quindi la sua energia interna, mentre l'ipotesi di reversibilità viene ora rimossa per far spazio ad una trattazione che valuta le perdite sia nel tratto convergente che nel tratto divergente dell'ugello stesso.

Nella valutazione delle perdite viene preso spunto da un lavoro dei prof. dell'università di Pechino, Song et al (16), che stimano le perdite di pressione dovute all'attrito. Lo scopo in questa fase è quello di riuscire a stimare, in modo coerente con le condizioni operative specifiche dell'applicazione di questo caso di studio, il coefficiente di perdita $\phi_{ugello} = \frac{v_{2reale}}{v_2}$, solitamente assunto in modo arbitrario con valori tra 0,9 e 0,95 per ugelli ad asse rettilineo (17).

Il programma valuta le perdite di statore cercando di svincolarsi il più possibile dall'arbitrarietà della scelta, rimanendo il più possibile fedele al vero.

In letteratura si trovano diversi approcci allo studio delle perdite di statore di una turbina Tesla, approcci difficilmente compatibili per una turbina come quella oggetto di studio di questa tesi che utilizza un ugello convergente-divergente.

Si stila qui di seguito una review bibliografica di quanto rilevato in letteratura:

Un primo approccio, tratto dai dott. Hoya e Guha dell'università di Bristol, UK, (18) rimane entro la zona precedente a quella di chocking, altrimenti l'ugello dovrà essere convergente-divergente: lo studio ragiona sulla perdita di pressione totale prima e dopo l'ugello.

Si è introdotto il coefficiente

$$Y_N = \frac{\frac{p_{01}}{p_{02}} - 1}{1 - \frac{p_2}{p_{02}}} < 1$$

Che descrive la porzione di energia persa a causa dell'attrito.

Il coefficiente vale solitamente 0,05 per le turbine a gas, sale invece per ugelli piccoli, che hanno lo strato limite dello stesso ordine di grandezza della sezione ristretta: non è il caso di studio, poiché lo strato limite per l'R134a è più di un ordine di grandezza più piccolo rispetto alla sezione di gola.

Le perdite nello statore quindi sono correttamente valutate a mezzo di quel coefficiente di attrito, a quanto risulta dagli articoli (seppur riferiti ad applicazioni diverse dalla mia) che sono stati citati.

L'altro articolo- Guha and Smiley (19), propone invece una trattazione diversa, utilizzando un plenum chamber che di fatto poi si chiude su ugelli solo convergenti;

I risultati però qui sono visibili in tabella:

Total pressure at nozzle inlet (bar)	% loss in total pressure		
	Original nozzle and turbine assembly	Original nozzle with plenum inlet	New plenum-integrated nozzle
1.5	23	4	0.5
3.5	14.5	2.3	0.4

Dove gli autori riportano le percentuali di perdita di pressione totale dovuta all'ugello, risultando essere una sorta di complementare del rendimento.

Tornando alla soluzione considerata in questo studio, si divide il flusso in due regimi differenti: la parte precedente alla sezione ristretta dell'ugello, che interessa il tratto tra l'ingresso e la sezione critica, e il tratto successivo alla sezione critica che termina con la coordinata x corrispondente all'uscita, dove il fluido accelera eccedendo la velocità del suono.

Le perdite sono calcolate come perdite per attrito in un condotto a sezione variabile, valutando il numero di Reynolds Re , il coefficiente di attrito λ_i e il coefficiente di perdita ζ_i , come segue:

$$Re_1' = \frac{\bar{p}_1' \overline{vel}_1' d}{\bar{\mu}_1'}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \lambda_1' = \frac{64}{Re_1'} \text{ se } Re_1' \leq 2320 \\ \frac{1}{\sqrt{\lambda_1'}} = -\lg \frac{2.51}{Re_1' \lambda_1'} \text{ se } Re_1' > 2320 \end{array} \right.$$

$$\zeta_{1'} = \frac{\lambda_{1'} L_{1'}}{d} \cdot \frac{\overline{vel_{1'}^2}}{2}$$

Dove L è la lunghezza dell'ugello prima della sezione di gola. La velocità, la densità, il diametro e la viscosità utilizzati nel calcolo sono tutti valori medi tra ingresso e sezione critica.

Per il calcolo è stata creata una function nel modello EES che lavora in modo autonomo rispetto al programma principale, fornendo poi il valore del coefficiente di perdita $\zeta_{1'}$ relativo appunto al primo tratto.

Nel tratto divergente la trattazione è analoga, anche se pesata per il diverso valore di velocità quindi necessita di un secondo coefficiente di perdita $\zeta_{2'}$ valutato appositamente.

In particolare, per il calcolo di Reynolds nel tratto convergente,

$$\bar{\rho}_1 = \rho_1 \cdot \frac{2}{3} \quad \text{per il primo tratto, considerando appunto il valore medio tra ingresso e sezione di gola}$$

$$\overline{vel}_1 = \frac{vel^*}{2} \quad \text{considerando trascurabile a velocità all'ingresso dell'ugello}$$

$$d_1 = \frac{d_{A_1} + d_{A^*}}{2}$$

Mentre il numero di Reynolds divergente è calcolato con

$$\bar{\rho}_2 = \rho_1 \cdot \frac{1}{3} \quad \text{per il primo tratto, considerando appunto il valore medio tra ingresso e sezione di gola}$$

$$\overline{vel}_2 = vel^* * 1,5 \quad \text{considerando la velocità supersonica in questo tratto}$$

$$d_2 = \frac{d_{A_2} + d_{A^*}}{2}$$

Si possono così ricavare i valori dei due coefficienti di perdita dell'ugello, in particolare

$$\zeta_{1'} = \frac{\lambda_{1'} L_{conv'}}{d_1} \cdot \frac{\overline{vel_{1'}^2}}{2}$$

$$\zeta_{2'} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\lambda_{2'} L_{div'}}{d_2} \cdot \frac{\overline{vel_{2'}^2}}{2}$$

Con i quali si valuta la velocità reale di uscita dall'ugello, con l'espressione:

$$v_2 = \sqrt{2 \cdot (h_1 - h_{is_2} - perdita_1 - perdita_2)}$$

Era disponibile da calcoli precedenti il valore della $v_{2,ideale}$ calcolata appunto con il modello isoentropico:

$$v_{2,ideale} = \sqrt{2 \cdot \left(\frac{k}{k-1}\right) \cdot R_{gas} \cdot T_4 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{42}}{p_4}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}$$

Il rendimento dell'ugello è quindi espresso come:

$$\eta_{ugello} = \frac{h_{01} - h_2}{h_{01} - h_{is,2}}$$

Considerando trascurabile la velocità d'ingresso dell'ugello si ha che

$$\eta_{ugello} = \phi_{ugello}^2 = \left(\frac{v_2}{v_{2,ideale}}\right)^2$$

È quindi determinato il comportamento del flusso lungo l'ugello secondo le ipotesi di adiabaticità, gas reale e flusso non isoentropico.

Valutando il comportamento dello stesso ugello con però la presenza di una contropressione allo scarico è importante definire cosa succede nella sezione divergente, introducendo il fenomeno delle onde d'urto normali.

L'onda d'urto è la variazione in modo non regolare e non continuo delle proprietà di un fluido in moto a regime permanente: nel cosiddetto fronte d'onda, il luogo dei punti del moto in cui si verifica il fenomeno dell'onda d'urto, si ha una variazione

delle proprietà cinematiche e termodinamiche del fluido interessato; tale variazione è repentina e rende completamente trascurabili eventuali effetti di attrito e di scambio di calore con le pareti.

Detto questo, l'onda d'urto è il fenomeno attraverso il quale le pressioni interne all'ugello vengono adattate alla pressione dell'ambiente a valle: la turbina infatti, essendo inserita nel ciclo ORC, non è libera di espandere secondo la geometria dei suoi componenti ma deve rispettare la pressione di condensazione a valle imposta dai parametri di ciclo e dalle condizioni ambiente.

Il presente studio, fatto a partire da parte di componenti già esistenti non appositamente dimensionati a partire dalle specifiche dell'impianto, porta sicuramente a dover considerare questo fenomeno irreversibile, inevitabile per i motivi appena elencati.

Lo scopo di tale studio è quello di capire in quale coordinata nel tratto divergente si verifichi l'onda d'urto tale da riequilibrare le pressioni tra l'uscita ugello e l'ambiente di valle.

Per considerare l'onda d'urto che si crea nell'ugello a causa della pressione dell'ambiente di valle superiore alla pressione di design dell'ugello, si procede fissando la pressione di scarico nel modello EES. La p_2 è quindi nota. Ad una data pressione di scarico corrisponde uno specifico Mach, che risulterà quindi fissato in virtù della pressione dell'ambiente di valle. Si va a riscrivere quindi quale debba essere l'area dell'ugello in modo da rendere possibile uno scarico in condizioni di design pari a quelle dell'ambiente di valle:

$$\frac{A_{exit}}{A^*} = \frac{1}{M_{exit,sub}} \cdot \left[\frac{2 + (k-1) \cdot M_{exit,sub}^2}{k+1} \right]^{\frac{k+1}{2 \cdot (k-1)}}$$

L'onda d'urto certamente rallenta il fluido, diventa quindi importante discriminare se tale fenomeno porti ad un flusso ancora supersonico o lo rallenti fino ad avere un flusso subsonico: per fare questo si sostituisce Mach del tratto divergente con due variabili aggiuntive: $M_{exit,sub}$ e $M_{exit,sup}$. La discriminante tra queste ultime due variabili è nei limiti imposti nel programma: $M_{exit,sub}$ è infatti Mach in

condizioni di flusso subsonico, quindi l'upper limit imposto nel programma è 1. $M_{exit,sup}$, in modo analogo ma opposto, essendo Mach del flusso supersonico avrà come lower limit 1.

Per una equazione come la () ce ne sarà una di analoga quindi che considera Mach supersonico.

L'area corrispondente a tale Mach, calcolato con la formula:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot M_{exit,sup}^2\right)^{-\frac{k}{k-1}}$$

sarà quindi l'area corrispondente alla coordinata del fronte d'onda.

Per il calcolo del diametro equivalente si considera

$$A_{exit} = \pi \cdot \frac{D_{exit}^2}{4}$$

Con il valore di D_{exit} si può calcolare la coordinata x corrispondente, interpolando sui valori di x la matrice della geometria dell'ugello.

2.3. Analisi teorica e modello numerico di rotore

Il modello di rotore esposto in questo capitolo è frutto dell'unione delle conoscenze fornite dallo studio di review bibliografica, con le personali assunzioni e ipotesi (giustificate) che sono proprie di questo lavoro di tesi.

Si è cercato di creare un modello teorico della turbina Tesla che risultasse un buon compromesso tra accuratezza dei risultati e facilità di soluzione. Si è scelto quindi un modello bidimensionale che adatta le ipotesi semplificative in base ai casi particolari: per fare un esempio, l'ipotesi di densità costante lungo il rotore, come si vedrà nel corso del capitolo, è valida solamente nel calcolo della derivata che esprime la velocità radiale, mentre è rimossa in tutti gli altri casi. In questo modo, a discapito di una maggior coerenza nella trattazione, si raggiungono risultati molto più accurati ed affidabili in sede di confronto con i risultati sperimentali.

Si precisa inoltre che la facilità di soluzione non è da considerarsi come una scorciatoia utile al solo fine di arrivare ad una soluzione in breve tempo, ma, in un programma che risolve le equazioni con opportuni processi iterativi (nei quali vanno inseriti limiti alle variabili per poter giungere a convergenza), permette una maggiore versatilità e un più ampio range di modifica delle variabili (aumento del numero di dischi, variazione dello stato termodinamico di monte o di valle, modifica dello statore).

Il rotore della turbina Tesla è composto da dischi paralleli calettati su un albero che formano i canali di rotore nei quali il fluido scambia la sua energia con la macchina.



Figura 10. Vista in 3D del pacco di dischi calettati sull'albero

In coordinate cilindriche, le equazioni che governano un flusso stazionario incomprimibile, in regime di moto laminare, sono descritte dalle equazioni di Navier - Stokes:

Equazione di continuità (1)

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

Quantità di moto direzione r (2)

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

Quantità di moto direzione θ (3)

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

Quantità di moto direzione z

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

A partire da queste quattro equazioni si possono creare diversi modelli per l'analisi del flusso, in base alle ipotesi iniziali che vengono prese in considerazione per il prosieguo della trattazione.

In base alle ipotesi assunte, il fluido può essere studiato con modelli mono-, bi- o tri-dimensionali. Il modello di Carey, già citato, è bidimensionale mentre ad esempio il più recente articolo proposto da Song et al. nel 2016 (20) conduce una trattazione monodimensionale.

L'effetto viscoso che si verifica nei canali di rotore costringe i dischi a ruotare, grazie alla conversione di quantità di moto del fluido in energia cinetica nella rotazione dei dischi di rotore: il fluido operativo infatti espande negli ugelli di ingresso (per i quali si rimanda al paragrafo precedente) e quindi fluisce con traiettoria a spirale nel rotore, come riportato in figura, qualitativamente.

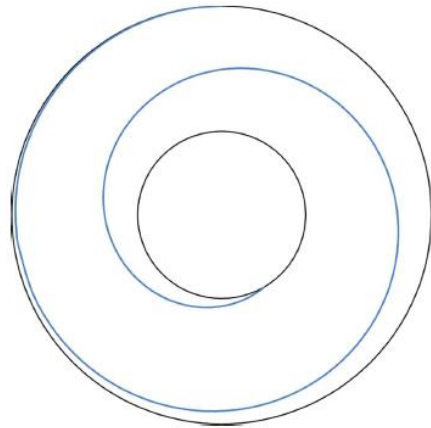


Figura 11. Andamento delle linee di flusso nel rotore

Dopo aver percorso la spirale il fluido esce attraverso il foro vicino alla parte più interna del disco, in prossimità dell'albero.

Tornando alle equazioni che descrivono il moto del fluido, si è detto come le ipotesi del modello influenzino poi la semplificazione delle equazioni di continuità e di Navier Stokes, fondamentali per snellirne in modo ragionevole il calcolo.

In letteratura molti autori convengono nell'individuare le seguenti semplificazioni:

1. Il flusso è stazionario e in regime laminare
2. La forza viscosa è trattata come se fosse una forza applicata ad un corpo

3. Flusso bi-dimensionale:

- $V_z = 0$

4. Il campo di flusso è radiale e simmetrico, uniforme all'ingresso ($r = r_2$): per ogni angolo quindi il flusso è lo stesso.

Un oggetto che divide ancora gli autori sembra essere quello di considerare o meno la densità come parametro costante tra ingresso e uscita rotore: in questo senso esistono pubblicazioni che assumono l'una o l'altra ipotesi.

A fare chiarezza su questo importante passaggio nella determinazione del comportamento del flusso nel rotore, interviene la pubblicazione di Schosser, Lecheler, Pfitzner (21): un confronto grafico e numerico tra l'ipotesi di densità costante e non nel rotore fa chiarezza sul peso di tale ipotesi di partenza, per la quale si rimanda al corso di questo capitolo.

Grazie alle assunzioni fatte, le equazioni di Navier-Stokes si semplificano, riducendosi alle seguenti forme più compatte.

Equazione di continuità

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(r\rho v_r)}{\partial r} = 0 \quad \text{con ipotesi di densità non costante}$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(rv_r)}{\partial r} = 0 \quad \text{con ipotesi di densità costante}$$

Quantità di moto nella direzione r

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

Quantità di moto nella direzione θ

$$v_r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + \frac{v_r v_\theta}{r} = f_\theta$$

Quantità di moto nella direzione z

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

La portata di massa di ciascun canale è una variabile indipendente del modello, in quanto si può decidere arbitrariamente come variabile del ciclo ORC.

È bene ora definire gli stati termodinamici di riferimento per il prosieguo del modello:

Punto 1 = ingresso dello statore

Punto 2 = uscita dallo statore ≡ ingresso del rotore

Punto 3 = uscita dal rotore

Localmente si riesce a ricavare l'espressione della velocità radiale in funzione del raggio, della portata, della densità e della geometria dei canali di rotore:

$$V_r = -\frac{\dot{m}_c}{2\pi r b \rho}$$

Dove il segno meno si riferisce al verso centripeto della velocità, secondo un sistema di riferimento in cui il verso positivo di r è uscente dal disco.

La densità qui può essere quella locale o quella di ingresso, dipendentemente dalle ipotesi utilizzate, mentre con b si intende la distanza tra due dischi contigui.

Segue la formulazione dello sforzo di taglio viscoso:

Considerando un elemento di fluido tra due dischi che definiscono il canale attraverso il quale il fluido percorre il suo tragitto nel rotore, si definisce il volume di controllo V_e come il prodotto tra l'area di base A_e e l'altezza b .

L'area bagnata dal fluido è $A_w = 2A_e$, con diametro idraulico:

$$D_h = \frac{4[2\pi(r - r_i)b]}{2\pi(r - r_i)2} = 2b \Rightarrow b = \frac{D_h}{2}$$

A_e si ricava dal volume di fluido in relazione allo spazio tra i dischi, $\frac{Q_e[m^3]}{b[m]}$, quindi

l'area bagnata

$$A_w = 2A_e = \frac{4\dot{m}_e}{D_h}$$

Si cerca ora di rendere espliciti i fattori di attrito, radiali e tangenziali, che rappresentavano i due termini noti nelle equazioni del momento nelle direzioni r e θ .

Per flusso laminare l'effetto di attrito con le pareti può essere espresso come una funzione di un fattore di attrito f e della velocità relativa del flusso.

$$\tau_w = \frac{f\rho}{2} \hat{v}^2 = \frac{f\rho}{2} [(v_\theta - \omega r)^2 + v_r^2]$$

La velocità tangenziale locale $U = \left(\frac{U_0}{r_0}\right)r$ e $f = \frac{24}{Re}$ (si assume il flusso stazionario e laminare, come da ipotesi).

$$f = \frac{24\mu}{\rho v D_h} = \frac{24\mu}{\rho D_h \sqrt{(v_\theta - \omega r)^2 + v_r^2}}$$

Dove v è la velocità assoluta del fluido nel canale.

Così:

$$\tau_w = \frac{\frac{\rho}{2} 24\mu}{\rho D_h \sqrt{(v_\theta - \omega r)^2 + v_r^2}} [(v_\theta - \omega r)^2 + v_r^2] = \frac{12\mu}{D_h} \sqrt{[(v_\theta - \omega r)^2 + v_r^2]}$$

La forza risultante è quindi derivata dal prodotto $A_w \cdot \tau_w$, ed ha componenti radiali e tangenziali. La forza quindi influenza sia il gradiente di pressione radiale sia il momento torcente.

Le componenti della forza, nel modello bidimensionale, sono F_r e F_θ .

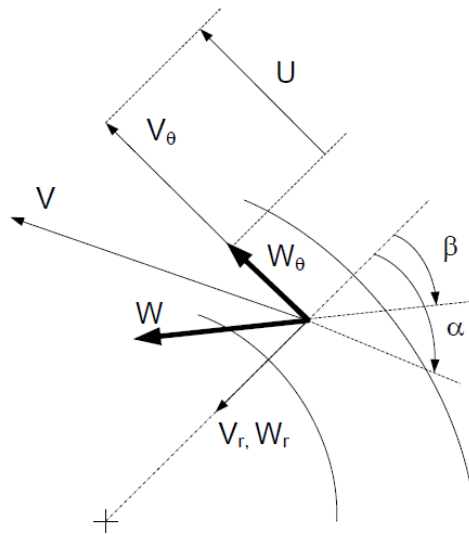


Figura 12 triangolo di velocità tipico all'ingresso di rotore (6)

$$F_r = F \cos \beta$$

Dove β è l'angolo tra la velocità relativa e la direzione radiale

$$\cos \beta = \frac{v_r}{W} = \frac{v_r}{\sqrt{(V_\theta - \omega r)^2 + V_r^2}}$$

Con W_r velocità tangenziale relativa del fluido, rispetto alla velocità angolare locale del rotore.

Si può quindi scrivere $F_r = \frac{12\mu v_e}{b^2} \sqrt{[(v_\theta - \omega r)^2 + v_r^2]} \cdot \frac{v_r}{\sqrt{(v_\theta - \omega r)^2 + v_r^2}} = \frac{12\mu v_e}{b^2} \cdot V_r$

Dividendo F_r per l'area di flusso si ottiene il contributo $f_r = \frac{12\mu}{\rho b^2} \cdot V_r$

Procedendo in modo analogo, per la componente di forza di direzione tangenziale,

$$F_\theta = -F \sin \beta$$

$$\sin \beta = \frac{w_\theta}{w} = \frac{v_\theta - \omega r}{\sqrt{(v_\theta - \omega r)^2 + V_r^2}}$$

Quindi

$$F_{\theta} = -\frac{12\mu V_e}{b^2}(V_{\theta} - \omega r)$$

Al netto dell'area di flusso quindi $f_{\theta} = \frac{-3\mu}{\rho b^2} \cdot (V_{\theta} - \omega r)$

Si può determinare la pressione locale in funzione del raggio, sostituendo l'equazione che esprime f_r in Navier-Stokes:

$$V_r \frac{\partial v_r}{\partial r} - \frac{v_{\theta}^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial r} \right) + \frac{12\mu}{\rho b^2} \cdot V_r$$

E ricordando l'espressione che esprime $V_r = -\frac{\dot{m}_c}{2\pi r b \rho}$

La derivata locale $\frac{\partial V_r}{\partial r}$ diviene $-\frac{1}{r} \cdot \frac{\dot{m}_c}{2\pi r b \rho} = -\frac{1}{r} \cdot V_r$

Sostituendo queste due ultime espressioni, infine:

$$\left(\frac{\partial \rho}{\partial r} \right) = -\frac{12\mu}{\rho b^2} \cdot \frac{\dot{m}_c}{2\pi r b \rho} + \frac{\rho}{r} \left(\frac{\dot{m}_c}{2\pi r b \rho} \right)^2 + \frac{\rho}{r} V_{\theta}^2 \quad (*)$$

Analogamente, nella direzione tangenziale,

$$v_r \frac{\partial v_{\theta}}{\partial r} + \frac{v_r v_{\theta}}{r} = -\frac{12\mu}{\rho b^2} (v_{\theta} - \omega r)$$

$$\frac{\partial v_{\theta}}{\partial r} = \frac{24\mu\pi r (v_{\theta} - \omega r)}{b\dot{m}_c} - \frac{v_{\theta}}{\omega r} \quad (**)$$

Le due equazioni differenziali (*) e (**) sono calcolabili mediante software EES (14), come si vedrà nel capitolo successivo.

Il professor Carey, affidandosi all'ipotesi di densità costante lungo il rotore, già nel 2010 formula un modello analitico, adimensionalizzando alcune variabili.

Amesso che l'ipotesi di densità costante sia accettabile e sufficiente, quindi, il lavoro di Carey riesce concretamente a snellire un modello che prima era limitato alle sole equazioni differenziali.

Nello specifico si riporta quanto fatto Carey, tralasciando la semplificazione delle equazioni di Navier – Stokes che sono alla base di tutti i modelli, analitici o differenziali.

f_θ , la forza di attrito alla parete in un elemento infinitesimo di fluido tra i dischi, ed è calcolata come:

$$f_\theta = \frac{F_\theta}{\rho V_e} = -\frac{2\tau_w A_e}{\rho A_e b}$$

$$F = \tau_w \cdot A_e = \frac{2\tau_w \cdot V_e}{b}$$

Dove τ_w è lo sforzo di taglio

$$\tau_w = f \cdot \frac{\rho \widehat{v}_\theta^2}{2} = \frac{24}{Re_c} \cdot \frac{\rho \widehat{v}_\theta^2}{2} = \frac{24}{\frac{\rho \widehat{v}_\theta 2b}{\mu}} \cdot \frac{\rho \widehat{v}_\theta^2}{2} = \frac{6\mu \widehat{v}_\theta}{b}$$

Dove Re_c è il numero di Reynolds del canale, quindi dipendente dal numero di dischi del rotore, oltre che dalle altre variabili che definiscono il numero di Reynolds.

\widehat{v}_θ è la velocità relativa del fluido operativo:

$$\widehat{v}_\theta = v_\theta - \omega r$$

Quindi, l'equazione del momento angolare in direzione θ diventa

$$v_r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + \frac{v_r v_\theta}{r} = -\frac{12\mu \widehat{v}_\theta}{\rho b^2}$$

Derivando

$$\frac{d\widehat{v}_\theta}{dr} = \frac{24\pi r \mu \widehat{v}_\theta}{mb} - \frac{\widehat{v}_\theta}{r} - \frac{2U_1}{r_1}$$

Introducendo i tre parametri adimensionali $-\widehat{W}, \xi, Re_m^*$ – si può arrivare ad esprimere in modo più compatto quest’ultima equazione, semplificandola ulteriormente:

$$\widehat{W} = \frac{\widehat{v}_\theta}{U_1} \quad \text{velocità tangenziale relativa adimensionale}$$

$$\xi = \frac{r}{r_1} \quad \text{rapporto tra il raggio locale e il raggio di ingresso rotore}$$

$$Re_m = \frac{\dot{m}_c}{\pi r_1 \mu_1} ; Re_m^* = \frac{D_H}{r_1} \cdot Re_m \quad \text{numero di Reynolds modificato}$$

Si riesce ad esprimere con i tre parametri l’equazione precedente, con il parametro \widehat{W} :

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

Quindi, integrando e risolvendo l’equazione differenziale

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

Dove C è una costante che dipende dalle condizioni al contorno; esplicitando la condizione nota all’ingresso rotore, infatti

$$\widehat{W}_2 = e^{\frac{24}{Re_m^*}} \left(\frac{Re_m^*}{24} e^{-\frac{24}{Re_m^*}} + C \right) = \frac{v_{\theta 1} - U_1}{U_1}$$

Dalla quale si ricava appunto C;

L’espressione di \widehat{W} è quindi data dalla seguente:

$$\widehat{W}_l = \frac{1}{\xi} e^{\frac{24\xi^2}{Re_m^*}} \left[\frac{Re_m^*}{24} e^{-\frac{24\xi^2}{Re_m^*}} + \left(\widehat{W}_2 - \frac{Re_m^*}{24} \right) e^{-\frac{24}{Re_m^*}} \right]$$

Parametrizzando \widehat{W} e Re_m^* si riesce a graficare il rendimento del solo rotore in funzione di questi due parametri, seguendo la formula del rendimento:

$$\eta_{rm} = 1 - \frac{(\widehat{W}_2 + \frac{U_2}{U_1}) \cdot \frac{U_2}{U_1}}{(\widehat{W}_1 + 1)} = 1 - \frac{(\widehat{W}_1 + \frac{r_2}{r_1}) \cdot \frac{r_2}{r_1}}{(\widehat{W}_1 + 1)}$$

Infine, la potenza in uscita e l'efficienza della turbina sono espresse come segue:

$$W_T = \dot{m}[v_{\theta 1}U_1 - v_{\theta 2}U_2] = \dot{m}[(\widehat{W}_1 + U_1)U_1^2 - (\widehat{W}_2 + \xi_2)\xi_2 U_1^2]$$

$$\eta_T = \frac{v_{\theta 1}U_1 - v_{\theta 2}U_2}{\Delta h} = \frac{(\widehat{W}_1 + U_1)U_1^2 - (\widehat{W}_2 + \xi_2)\xi_2 U_1^2}{\Delta h}$$

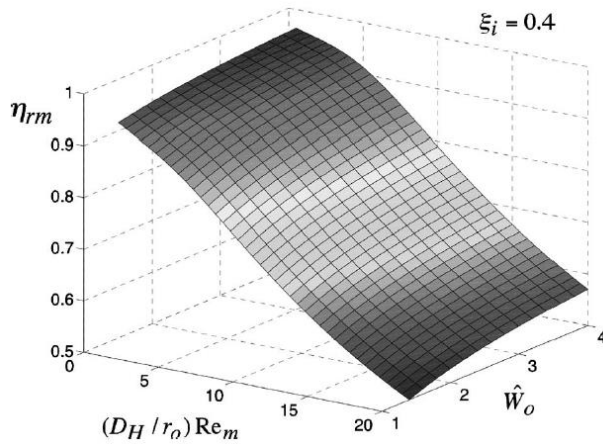


Figura 13. Rendimento del solo rotore secondo (8)

Figura 3 rendimento del solo rotore in funzione dei parametri adimensionali

In conclusione, se la geometria della macchina è determinata a priori, l'efficienza è determinata principalmente da questi due parametri: Re_m^* e \widehat{W}_1 , i cui bassi valori portano ad alti valori di efficienza, come si nota dal grafico.

Riprendendo le considerazioni fatte in precedenza sulla densità lungo il rotore, citando l'elaborato (21) che rifletteva sul peso di tale ipotesi, si ricava quanto segue: per numeri di Mach minori a 0,1 non si nota la differenza tra i due casi, mentre mano a mano che Mach aumenta, aumenta anche in modo considerevole il gap tra un modello a gas incomprimibile e uno comprimibile.

A velocità angolari elevate, diminuisce la potenza prodotta considerando appunto il modello comprimibile rispetto a quello incomprimibile.

L'utilizzo di un modello quindi che assume l'incomprimibilità del fluido nel rotore tra le ipotesi, specialmente con l'applicazione di ugelli convergenti-divergenti che vanno ad aumentare di molto la velocità in ingresso rotore, porta ad una sovrastima della potenza prodotta, in modo considerevole, come si vedrà nel prossimo paragrafo.

2.4. Analisi di sensitività – review bibliografica

Si riporta di seguito, allo scopo di valutare in un primo approccio l'influenza reale dei parametri visti in precedenza, quanto si trova nella pubblicazione (22) di Talluri et al., autori di un lavoro completo e preciso sulle prestazioni teoriche della turbina Tesla.

I risultati indicano che i parametri più significativi per quanto riguarda la determinazione dell'efficienza della turbina e della sua produzione di potenza, in ordine di rilevanza, sono:

1. il numero di Mach all'ingresso del rotore
2. il rapporto di espansione
3. il rapporto dei calori specifici, ovvero il tipo di fluido utilizzato
4. il rapporto r_2/r_3
5. la differenza specifica di velocità tangenziale, $\frac{v_{\theta}-U}{U}$, dipendente dal numero di giri di rotore.
6. numero di Reynolds di canale, dipendente dallo spazio tra i dischi.

Nella costruzione della turbina, e nel suo utilizzo, si è notato come generalmente il perfezionamento di uno di questi sei parametri adimensionali porti comunque ad una diminuzione del contributo di almeno uno degli altri parametri che concorrono nella determinazione dell'efficienza complessiva.

Si nota quindi come abbia più senso, oltre a cercare di fare una classifica su quale siano i fattori più importanti, focalizzare il lavoro di ottimizzazione dei componenti secondo una logica pesata in base all'effettivo contributo che ognuno di essi porta al totale, in un'ottica di massimizzare il rendimento (o la resa di potenza) globale.

Nello studio proposto da Deng et al. (23), seguendo la teoria della propagazione del disturbo, si è cercato di moltiplicare l'effettivo contributo di ogni parametro al

rendimento isoentropico della turbina per il campo di variazione del parametro stesso.

Così facendo, si è trovato come appunto Mach del fluido all'ingresso del rotore sia il parametro che più influisce sul rendimento complessivo, seguito dalla stessa classifica vista in precedenza.

Nella progettazione della turbina Tesla si dovrebbe far in modo che il numero di Mach sia ottimale, solo in questo modo si può ottenere un alto valore del rendimento isoentropico; tale Mach però è strettamente legato al raggio di uscita del rotore, r_2 , e alla velocità di rotazione, ω , parametri che quindi assumono pari importanza rispetto al principale, oltre ad avere una buona rilevanza anche sotto altri aspetti, come il numero di Reynolds di canale e quindi il tipo di moto che si verificherà in turbina. Sempre da questi due studi di sensitività portati avanti in via teorica, si evince che il rendimento isoentropico della turbina per flusso *choked* aumenta al diminuire della velocità tangenziale di rotore in ingresso e al crescere del rapporto di espansione, rapporto tra il raggio di ingresso e di uscita e al crescere del numero di Reynolds.

Il rapporto tra il raggio esterno e interno di rotore è uno dei parametri più importanti per la realizzazione di una turbina efficiente poiché ha un ruolo primario sia nella potenza prodotta sia, come intuibile, sulle dimensioni di ingombro della turbina.

Fissate le condizioni termodinamiche e assunta la velocità di uscita dallo statore, in base alla sua geometria dell'ugello, grandi diametri di rotore sono più indicati per velocità del fluido maggiori: la maggior area di passaggio infatti permette un migliore scambio della quantità di moto tra fluido e turbina.

Al contrario, il rapporto di pressioni maggiore che si creerebbe (maggior salto di pressione nel rotore, dovuto al maggior tratto compiuto dal fluido) richiamerebbe di conseguenza una velocità maggiore all'uscita del rotore, quindi perdite di energia cinetica più alte dovute appunto al non sfruttamento della stessa.

Il lavoro estratto, dato dall'equazione di Eulero:

$$L = v_{\theta 2} U_2 - v_{\theta 3} U_3$$

mostra come si debba cercare di abbassare il più possibile la velocità tangenziale in uscita, anche se questo tipo di turbine solitamente lavora con velocità alte allo scarico; nel capitolo [] dei risultati numerici sarà trattata la possibilità eventuale di utilizzare un diffusore per il recupero, anche parziale della pressione in uscita dalla turbina, sfruttando appunto la velocità di scarico molto alta in questo punto.

Aumentando la taglia del rotore sia il primo che il secondo termine aumentano, con il diametro di rotore più grande: per arrivare al diametro ottimale si può cercare quindi il massimo della funzione che esprime il lavoro specifico in uscita e l'efficienza in funzione del diametro, come espresso dalle figure seguenti, tratte dall'articolo di Talluri et al. (22).

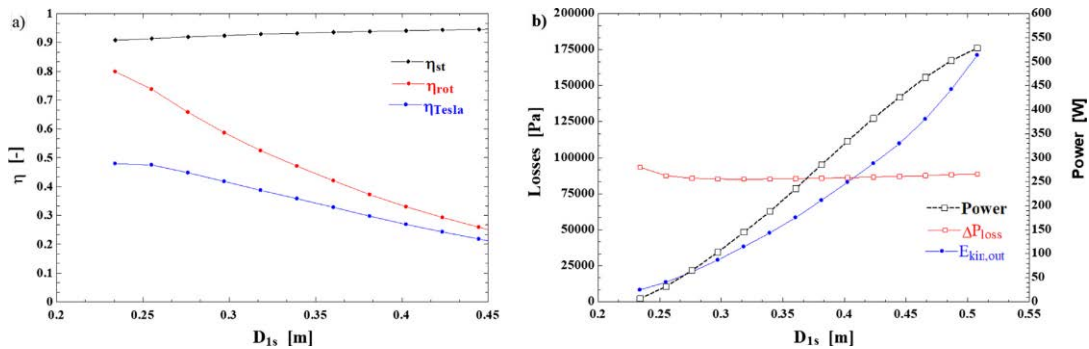


Figura 14. Rendimento e perdite a seconda del diametro esterno della turbina

Il punto ottimale del rapporto tra diametro d'ingresso e diametro di uscita del rotore, come riportato anche nell'articolo di Carey già citato, deve rimanere attorno 0,2 per il raggiungimento delle massime efficienze di rotore. L'applicazione di questo studio presenta un rapporto tra raggio d'ingresso e raggio di uscita pari a 0,33, valore prossimo a quello ottimale.

La variazione della velocità periferica del rotore, dipendente dal numero di giri - *rpm* - influenza la velocità tangenziale relativa del fluido: la trattazione adimensionale di Carey è utile per stabilire quanto sia incidente questo parametro nell'efficienza del solo rotore. Ricordando l'equazione per la determinazione della

velocità tangenziale relativa di rotore (accettando solo in questa fase l'assunzione di densità costante)

$$\widehat{W}_i = \frac{1}{\xi} e^{\frac{24\xi^2}{Re_m^*}} \left[\frac{Re_m^*}{24} e^{-\frac{24\xi^2}{Re_m^*}} + \left(\widehat{W}_2 - \frac{Re_m^*}{24} \right) e^{-\frac{24}{Re_m^*}} \right]$$

Considerando $\xi = 0,33$, come in questo studio:

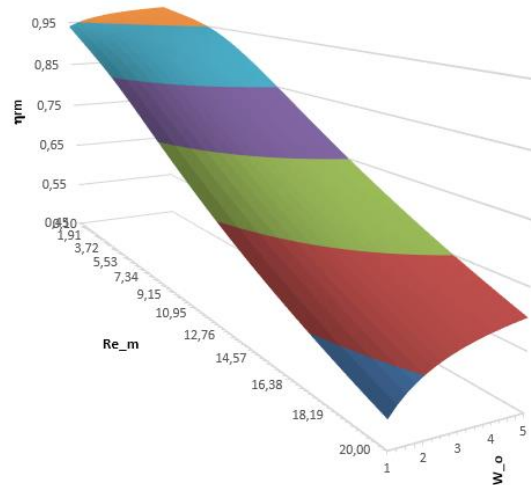
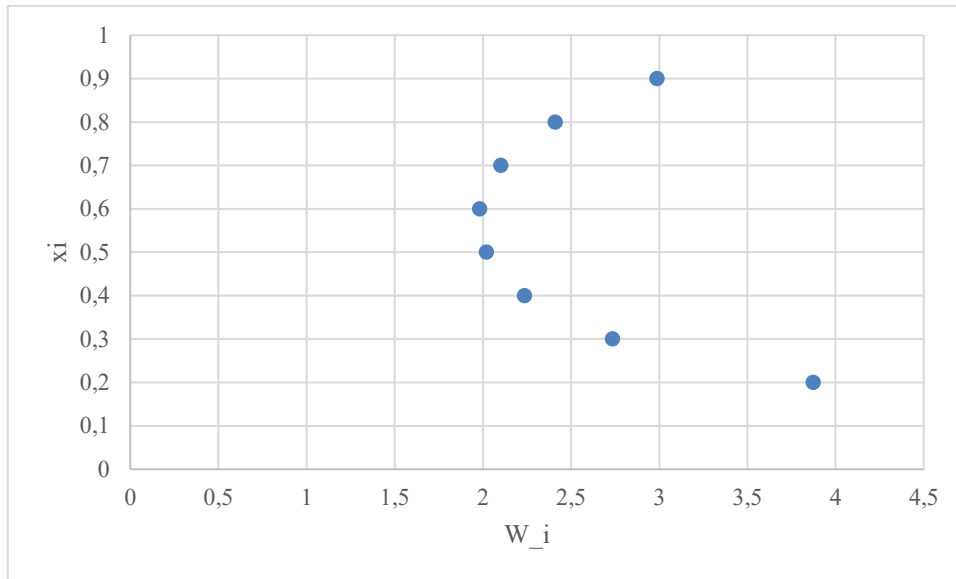


Figura 14. Rendimento di rotore della turbina di questo studio, secondo la trattazione di Carey

Si nota come il rendimento del solo rotore aumenti per valori più alti di \widehat{W}_2 , il quale a parità di altre condizioni raggiunge il suo valore massimo per $\xi = \frac{r_2}{r_3} = 0,2$



All'uscita del rotore la pressione è minore quando la velocità di rotazione è alta, quindi alti *rpm* portano a rapporti di pressione più elevati, quindi maggior potenza estratta; d'altra parte però valori più alti di velocità di rotazione portano a una minor espansione possibile nell'ugello, poiché si ha il vincolo della pressione di condensazione a valle, quindi una minor velocità assoluta del fluido in ingresso turbina: tutti i parametri descritti essendo tra loro collegati devono essere ottimizzati insieme in un'ottica di raggiungere il massimo delle prestazioni.

La geometria e i parametri operativi, in caso di progettazione della turbina ex-novo, sono da assumersi una volta che questi parametri sono stati determinati. Se così non fosse possibile, partendo da una valutazione a ritroso com'è il caso di questa tesi, si può operare in modo da abbinare la geometria fissata al numero di Mach in ingresso ottimale: ciò può essere fatto dalla modulazione della portata in ingresso, che non deve superare la massima portata possibile per ugelli sonici.

Queste conclusioni saranno poi discusse per l'applicazione di questo caso di studio particolare, in un confronto nel capitolo dedicato ai risultati del modello.

2.5. Modello numerico di rotore

Il modello numerico di rotore parte dalle assunzioni fatte in precedenza, sviluppandosi secondo delle ipotesi che prendono spunto sia dalla letteratura che da riflessioni svolte durante questo studio.

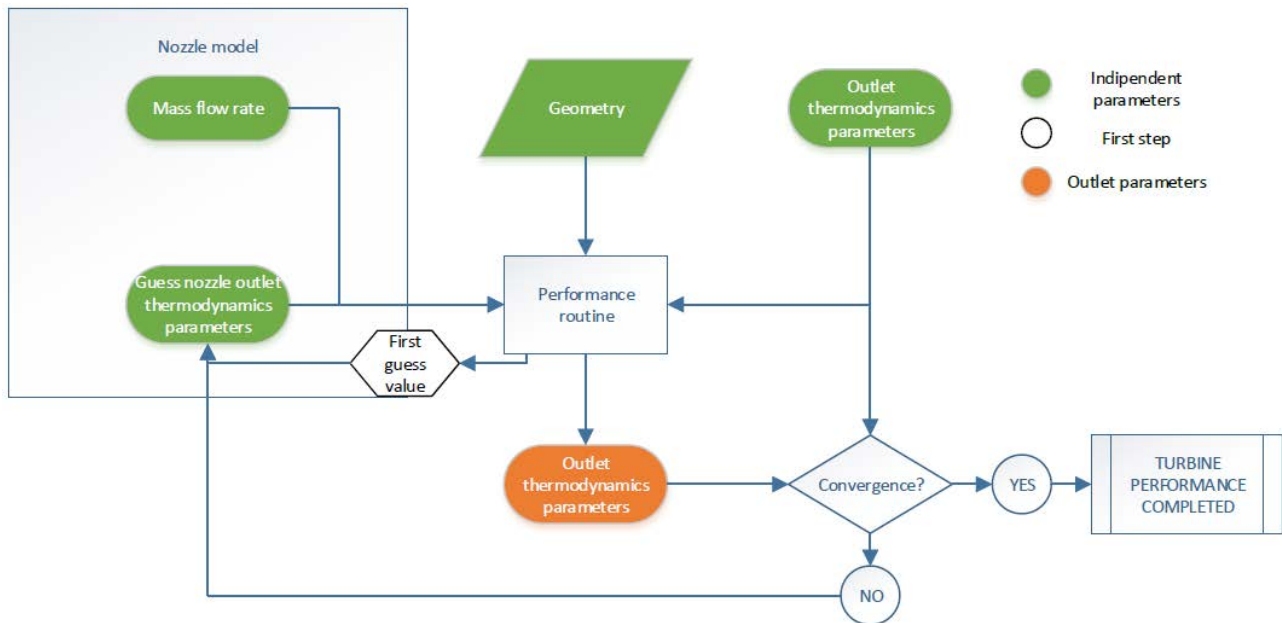
Il programma parte dalle condizioni al contorno determinate dalla pressione di condensazione e dalla pressione massima di ciclo ed è volto ad ottenere in modo puntuale le caratteristiche del fluido in turbina.

Da queste variabili calcolate si andranno a ricavare il rendimento della turbina e la potenza prodotta dalla stessa. Il contesto della turbina è delineato da una logica complessiva variabile di impianto: la turbina è stata valutata infatti come espansore in un ciclo di potenza a fluido organico, nello specifico R134a, e come espansore di un fuso di aria in pressione.

Le variabili di input del componente turbina sono le seguenti:

- p_{cond}
- Portata di massa dell'ugello
- Numero di ugelli
- Variabili geometriche della turbina
 - Numero di dischi
 - Spazio tra dischi b
 - Raggio esterno r_2 e raggio interno r_3 dei dischi
- Velocità di rotazione del rotore rpm

Il seguente diagramma di flusso spiega il funzionamento e il controllo del programma EES relativamente alle prestazioni del rotore.



Riprendendo la numerazione del programma comprendente il ciclo ORC completo, che vedremo nel prossimo capitolo, si specificano i punti del sistema.

- 4 = ingresso statore
- 42 = uscita statore \equiv ingresso rotore
- 5 = uscita turbina

Per quanto riguarda il rotore:

- 2 = raggio esterno
- 3 = raggio interno

Si può dividere la logica di funzionamento del programma EES in due fasi: la prima fase riguarda l'assegnazione del valore di primo tentativo all'input T_{42}, p_{42}, v_2 , andando così a definire lo stato di uscita dello statore coincidente con l'ingresso rotore; le due zone infatti sono praticamente sovrapponibili, come testimoniato anche dall'immagine 15 che individua il gap tra i dischi e il loro housing. La perdita di pressione nel traferro è una valutazione che non sempre si trova in letteratura ma, in caso di statore costituito da

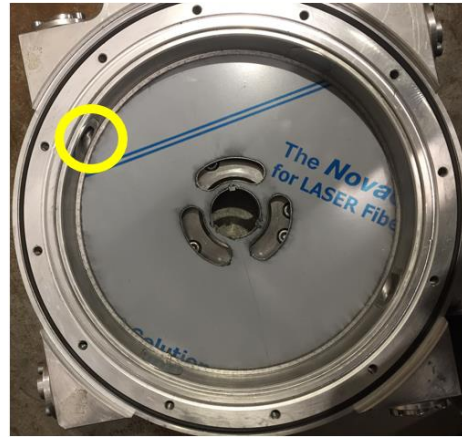


Figura 15. Dettaglio del gap tra dischi e cassa

ugelli convergenti, vani di statore o ugelli convergenti – divergenti è molto importante; l'accoppiamento statore – rotore è molto delicato, di seguito si illustrano i passaggi fondamentali per la valutazione delle perdite in questo settore. Nel traferro si passa da un ugello convergente divergente ad asse rettilineo, con minime perdite di carico dovute all'attrito e senza perdite localizzate, ad un tratto che si allarga bruscamente e che presenta dei dischi con un proprio spessore: l'aria che investe la spalla del disco è certamente frenata, con una perdita non trascurabile. La situazione che si crea, inevitabilmente, è quella di un rapido allargamento della sezione seguita dalla sua contrazione (24).

Per questo tratto si considera il fluido incomprimibile; le perdite sono calcolate secondo la definizione di un coefficiente di perdita che dipende dalla geometria e dallo stato termodinamico del fluido (22).

$$\Delta p = \Delta p_e + \Delta p_i = \frac{1}{2} k_e \rho v_2^2 + \frac{1}{2} k_i \rho v_{r2}^2$$

Dove Δp_e è la perdita di pressione dovuta al rapido allargamento della sezione, mentre Δp_i è la stessa perdita valutata per la sua brusca contrazione.

$$k_e = \left(1 - \frac{A_2}{A_{ir}}\right)^2$$

Dove A_2 è l'area della sezione di uscita dell'ugello mentre A_{ir} è l'area della sezione trasversale dei dischi coperta dal getto, calcolata con la:

$$A_{ir} = \frac{\frac{L_t}{\tan \alpha_1} + \frac{GAP}{\sin \alpha_1}}{\cos \alpha_1 - GAP \cdot \tan \alpha_1 - \frac{GAP}{\tan \alpha_{PS}}} \cdot H_s$$

Dove L_t è la lunghezza del tratto trasversale, α_1 è l'angolo di ingresso del fluido, GAP è lo spazio in direzione assiale tra l'uscita dell'ugello e l'ingresso del rotore e H_s è l'altezza dell'ugello.

Il coefficiente k_i è invece calcolabile da un'approssimazione polinomiale da dati empirici:

$$k_i = -0,126 \cdot r_{aree}^4 + 1,0296 \cdot r_{aree}^3 - 1,279 \cdot r_{aree}^2 - 0,1209 \cdot r_{aree} + 0,5$$

$$r_{aree} = \frac{\text{area dei soli canali}}{\text{area totale investita dal flusso}}$$

La perdita di pressione nel traferro dipende quindi dallo spessore dei dischi, dal gap tra statore e rotore, dall'altezza dell'area di uscita dell'ugello e dalla sua larghezza nella sezione trasversale. In una analisi parametrica di quale sia il fattore predominante per le perdite del traferro, i parametri geometrici appena elencati sono superati dalle proprietà del fluido in termini di peso specifico rispetto al risultato finale: la velocità del working fluid è il fattore più importante, ha dipendenza quadratica con le perdite, segue la densità del fluido stesso e, infine, la geometria come visto in precedenza.

La seconda fase consiste nel processo inverso: a partire dal primo valore di guess value calcolato dalla prima fase, attraverso il modello si vanno a valutare le condizioni di uscita. Una volta ottenuto lo stato termodinamico di outlet si procede al confronto con lo stato di outlet fissato dal programma, iterativamente fino a convergenza. Il parametro importante in questa fase è appunto la determinazione del delta di pressione che si verifica lungo il rotore, a ritroso quindi si riesce a determinare con precisione lo stato termodinamico di uscita degli ugelli, definendo

la pressione di valle degli stessi e quindi anche l'andamento del moto in questo componente.

Di seguito si delineano le equazioni che definiscono il comportamento del fluido nel rotore, riprendendo le equazioni viste nel paragrafo ().

Le ipotesi del modello considerato in questo studio sono le seguenti:

- Il flusso è stazionario, in regime laminare nei canali;
- Il campo di flusso è radiale e simmetrico, uniforme all'ingresso ($r = r_2$);
- La forza viscosa è trattata come se fosse una forza applicata ad un corpo;
- Flusso bi-dimensionale;
- $v_z = 0$;
- v_r è considerata costante lungo r per la soluzione di derivate, con buona approssimazione, mentre è funzione del raggio e della coordinata angolare quando la si considera in tutti gli altri casi;
- $v_\theta =$ funzione del raggio e della coordinata angolare;
- $\rho, T, p =$ funzione del raggio;

Il modello riprende quindi le equazioni di Navier Stokes (nelle varie direzioni) e l'equazione di continuità per descrivere il comportamento del fluido operativo in turbina; date le ipotesi viste in precedenza si riscrive quanto appena accennato.

Continuità

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial(r\rho v_r)}{\partial r} = 0$$

Equazione della quantità di moto nella direzione del raggio

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

Equazione della quantità di moto nella direzione angolare

$$v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} - \frac{v_r v_\theta}{r} = f_\theta$$

L'equazione (-nota-momento radiale) è semplificata e vale solo se la densità è costante, va fatta una precisazione a questo punto sul perché si siano scelte le ipotesi viste in precedenza per definire il modello del rotore; per semplificare le equazioni di Navier – Stokes si è scelto di ammettere due eccezioni riguardanti l'assunzione della densità non costante nel rotore:

1. ρ è costante nella semplificazione dell'equazione della quantità di moto nella direzione del raggio, in modo da alleggerire il numero di termini e aumentare in modo significativo la semplicità dell'equazione.
2. ρ è costante anche nel calcolo della derivata della componente radiale della velocità,

$$\frac{\partial v_r}{\partial r} = \frac{\partial}{\partial r} \left(-\frac{\dot{m}_c}{2\pi r b \rho} \right)$$

In tutti gli altri passaggi, invece, si considera la densità come funzione del raggio. Queste due eccezioni, apparentemente contraddittorie, inducono ad un errore irrilevante (si assume infatti la densità costante solo nel calcolo di derivate) al fronte di una notevole semplificazione del modello; in particolare nella semplificazione della velocità radiale, questa semplificazione errata dal punto di vista fisico porta ad un errore nel modello che si può considerare assolutamente trascurabile per il basso valore di quella velocità, dell'ordine dell'1% rispetto al valore assoluto v_i della stessa.

Altra precisazione va fatta sull'ipotesi semplificativa di considerare nulla la velocità nella direzione z , ipotesi che semplifica in modo sostanziale in modello togliendo una dimensione nella quale andrebbe fatto lo studio sul profilo di velocità (e di forza). Si può ipotizzare che il modello bidimensionale sia con buona approssimazione corretto in quanto la distanza tra i due dischi, anche chiamata altezza di canale, è dello stesso ordine di grandezza dello strato limite del fluido operativo, se si parla di aria, mente di un ordine di grandezza superiore se si parla di R134a. In questo spessore infatti si riesce ad avere uniformità del campo di moto, rendendo trascurabile la componente nella direzione z .

Determinare le caratteristiche del fluido operativo nel rotore significa avere il comportamento per ogni punto considerato, composto dalle due coordinate raggio e angolo θ , della velocità, temperatura, pressione, entalpia e entropia, quindi della velocità e dello stato termodinamico del fluido in modo puntuale.

Da questo punto si ricavano i parametri successivi delle proprietà del fluido nel rotore; è importante in questo senso valutare la velocità assoluta nel rotore, procedendo al disegno del triangolo di velocità (fig. [16]).

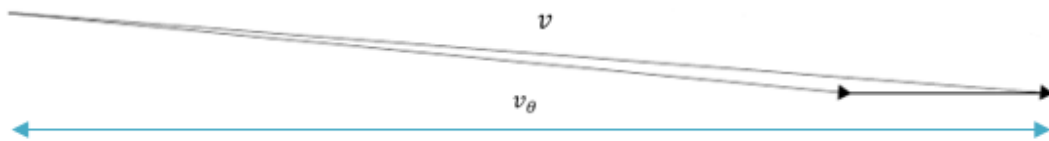


Figura 16. Triangolo di velocità tipico all'uscita della turbina

Per la soluzione del sistema si accoppiano le equazioni differenziali nel modello EES; le equazioni () e (), che descrivono la velocità tangenziale lungo il rotore e la pressione alla coordinata corrispondente, ammettono soluzione solo per via iterativa:

$$\frac{\partial v_{\theta}}{\partial r} = 24 \cdot \mu_{42} \cdot \pi \cdot \frac{r(v_{\theta} - \omega r)}{b \cdot m} - \frac{v_{\theta}}{r}$$

$$\frac{\partial p}{\partial r} = -12 \cdot \frac{\mu_{42}}{b^2} \cdot \frac{m}{2 \cdot \pi \cdot r \cdot b \cdot \rho} + \frac{\rho}{r} \cdot \left(\frac{m}{2 \cdot \pi \cdot r \cdot b \cdot \rho} \right)^2 + \frac{\rho}{r} \cdot v_{\theta}^2$$

Integrando:

$$v_{\theta} = v_2 - \int_{r_3}^{r_2} dv_{\theta} dr$$

$$p = p_{42} - \int_{r_3}^{r_2} dp dr$$

Dove:

- μ_{42} = viscosità calcolata con ipotesi di fluido reale calcolata nel punto 42, ovvero all'uscita statore – ingresso rotore;
- ω = velocità angolare espressa in $\left[\frac{rad}{s}\right]$
- r = la coordinata radiale
- b = spazio tra i dischi

Lo spazio tra i dischi è ottimale quando è prossimo al doppio del valore dello strato limite del fluido (25) nelle condizioni di temperatura e pressione del rotore.

$$b = 2 \cdot 4,95 \cdot \sqrt{\frac{\mu_{42} \cdot (r_2 - r_3)}{\rho_{medo_{rotore}} \cdot (v_{\theta_2} + v_{\theta_3}) \cdot \frac{2}{3}}} \quad (25)$$

Valore che considerando l'aria è di poco inferiore al millimetro, mentre considerando l'R134a risulta essere di un ordine di grandezza inferiore.

- ρ = densità locale, calcolata con ipotesi di fluido reale a partire dal valore della temperatura locale $T = f(p, s)$ e della pressione p
- m = portata di massa per canale $\left[\frac{kg}{s}\right]$

La velocità radiale locale è calcolata, come visto in precedenza, con:

$$v_r = \frac{m}{2\pi r \cdot b \cdot \rho}$$

Dal triangolo delle velocità si ricava la velocità assoluta:

$$v = \sqrt{v_r^2 + v_\theta^2}$$

Vengono inoltre definite anche le velocità tangenziali di rotore, nei punti 2 e 3:

$$U_2 = \omega r_2$$

$$U_3 = \omega r_3$$

Si può a questo punto determinare l'andamento delle linee di flusso lungo il rotore, considerando l'equazione che descrive la coordinata radiale in funzione del raggio:

$$\frac{\partial \theta}{\partial r} = \frac{v_{\theta}}{v_r \cdot r}$$

Per concludere il modello di rotore, si definiscono i valori della velocità specifica e del diametro specifico in unità di misura imperiali, come suggerito da lavori di letteratura, per inserire la turbina Tesla di questo studio nel diagramma di Balje:

$$N_{s_{imp}} = rpm \cdot \frac{\sqrt{\frac{\dot{m}_{tot}}{\rho_5}}}{\left(\frac{h_4 - h_{is,5}}{g \cdot 0,3048}\right)^{0,75}} \left[rpm \cdot \frac{ft^{\frac{3}{4}}}{s^{\frac{1}{2}}} \right]$$

$$D_{s_{imp}} = 2 \cdot r_2 \cdot \frac{\left(\frac{h_4 - h_{is,5}}{g \cdot 0,3048}\right)^{0,25}}{\sqrt{\frac{\dot{m}_{tot}}{\rho_5}}} \left[ft^{-\frac{1}{4}} \cdot s^{\frac{1}{2}} \right]$$

La turbina oggetto di studio ha, nel suo punto di lavoro attuale con il gas R134a come fluido operativo,

$$\text{diametro specifico } D_{s_{imp}} = 7,96 \left[ft^{-\frac{1}{4}} \cdot s^{\frac{1}{2}} \right]$$

$$\text{velocità specifica } N_{s_{imp}} = 1,017 \left[rpm \cdot \frac{ft^{\frac{3}{4}}}{s^{\frac{1}{2}}} \right]$$

collocandosi nella zona delle Drag turbines, come da diagramma in figura [17].

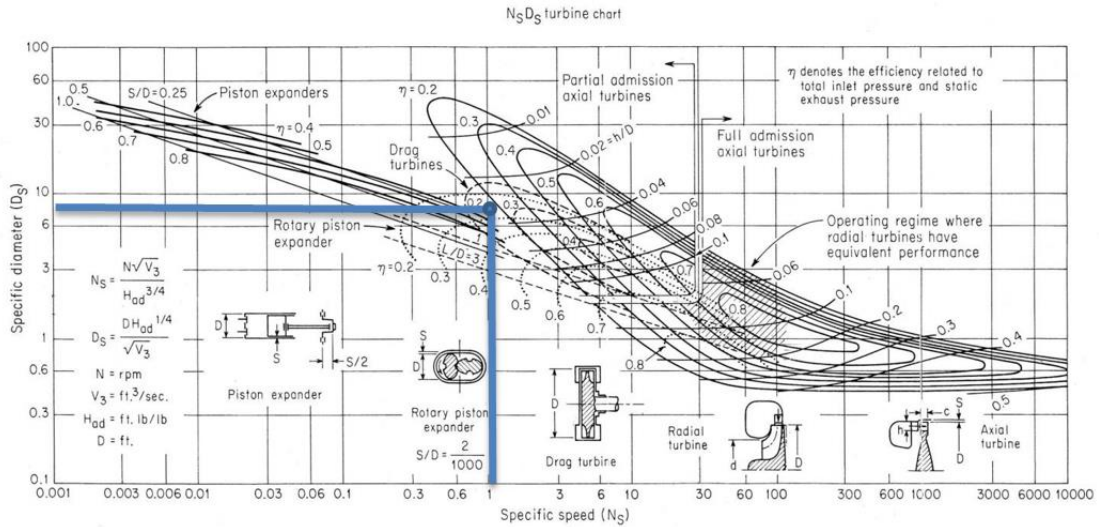


Figure 17. Diagramma di Balje

2.6. Modello numerico del ciclo ORC

Il ciclo ORC in questione è un ciclo a bassissima potenza, povero dal punto di vista dell'exergia in quanto si lavora con temperature massime di ciclo inferiori ai 70°C.

Nella simulazione teorica si cerca di fare fede nel modo più verosimile possibile a quanto realmente accade nel ciclo ORC installato nella ditta DGMenergy di Sovizzo (VI), nel quale appunto si utilizzano 4 resistenze elettriche per simulare il calore derivante da processi industriali, nel caso specifico dai serbatoi separatori aria/olio di compressori a vite, utilizzati come servizi ausiliari nei processi produttivi di vario genere.

Il ciclo si compone quindi di un serbatoio evaporatore, nel quale sono inserite le resistenze elettriche che forniscono il calore di input di sistema, di una turbina Tesla che funge da espansore, di un condensatore ad aria, da un serbatoio di accumulo del condensato e da 2 pompe volumetriche poste in parallelo.

Una precisazione doverosa va fatta sul condensatore ad aria: la macchina in questione assorbe 1,5 kW di potenza, è un condensatore che agisce con scambio termico forzato da due ventilatori appunto che aumentano il coefficiente di scambio

termico, da naturale a convettivo, garantendo aree di scambio contenute. Questa soluzione è stata trovata solamente per un'applicazione di prova, in quanto la potenza assorbita dai ventilatori farebbe precipitare il rendimento di ciclo, che per essere accettabile necessita sicuramente di uno scambio termico al condensatore di tipo vapore condensante/acqua, eventualmente in combinazione con una torre evaporativa.

La turbina Tesla in questione infatti è una macchina estremamente versatile ed economica ma che è caratterizzata da bassi rendimenti di ciclo, cosa che la rende appetibile solo per cicli di bassa potenza, i quali appunto suggeriscono un condensatore che non assorba ulteriore potenza dal ciclo.

Come primo step nella stesura del modello teorico del ciclo Rankine a fluido organico si definiscono i parametri fondamentali di funzionamento:

- T_{in} temperatura di ingresso della sorgente calda
- p_{max} ; pressione massima di ciclo
- p_{cond} ; pressione di condensazione
- ΔT_{AP} ; delta T di approach
- ΔT_{PP} ; delta T di pinch point

Seguiti dai delta T di scambio termico che incidono direttamente sulle prestazioni del ciclo, oggetto quindi di un processo di ottimizzazione

- ΔT_{SH} ; delta T di surriscaldamento
- ΔT_{SR} ; delta T di sottoraffreddamento

Di seguito verranno elencate le equazioni che caratterizzano il modello, andando a descrivere in modo sequenziale tutti i componenti del sistema.

Punto 0 – liquido saturo, uscita condensatore

Pressione di condensazione

$$p_0 = p_{cond}$$

Temperatura di condensazione

$$T_{sat,0} = \text{temperature}(p_0, x = 0)$$

$$T_0 = T_{sat,0} - \Delta T_{SR}$$

$$s_0 = \text{entropy}(T_0, p_0)$$

$$h_0 = \text{enthalpy}(T_0, p_0)$$

Punto 1 – Pompa

$$p_1 = p_{max}$$

$$h_{is,1} = \text{enthalpy}(p_1, s_0)$$

$$\eta_{is,pompa} = 0,8$$

$$h_1 = h_0 + \frac{h_{is,1} - h_0}{\eta_{is,pompa}}$$

$$T_1 = \text{temperature}(h_1, p_1)$$

$$s_1 = \text{entropy}(T_1, p_1)$$

$$P_{pompa} = m_{tot} \cdot (h_1 - h_0)$$

punto 2 - liquido saturo

$$p_2 = p_1$$

$$T_{sat,2} = \text{temperature}(p_2, x = 0)$$

$$T_2 = T_{sat,2}$$

$$h_2 = \text{enthalpy}(p_2, x = 0)$$

$$s_2 = \text{entropy}(p_2, h_2)$$

Punto 3 – vapore saturo

$$p_3 = p_2$$

$$T_3 = T_2$$

$$h_3 = \text{enthalpy}(p_3, x = 1)$$

$$s_3 = \text{entropy}(p_3, x = 1)$$

Punto 4 – surriscaldamento

$$p_4 = p_3$$

$$T_4 = T_3 + \Delta T_{SH}$$

$$h_4 = \text{enthalpy}(T_4, p_4)$$

$$s_4 = \text{entropy}(T_4, p_4)$$

$$\mu_4 = \text{viscosity}(T_4, p_4)$$

$$\rho_4 = \text{density}(T_4, p_4)$$

Definiti gli stati termodinamici dei punti di ciclo finora descritti, si passa al modello della turbina, composto da statore e rotore, come visto in precedenza; solitamente nella scelta dell'espansore di un ciclo termodinamico si ricava la miglior geometria della macchina facendo coincidere il suo design point con le ottime condizioni di lavoro del ciclo di potenza. In questo caso, avendo una macchina già esistente nelle sue componenti di rotore e di statore, lo scopo è innanzitutto quello di valutare la turbina esistente, poi quello di trovare il massimo del rendimento della sola turbina e infine di massimizzare il rendimento di ciclo.

Nella turbina Tesla con ugelli convergenti divergenti la portata di ciclo inevitabilmente è un multiplo della portata critica degli ugelli, multiplo che va da 1 al numero massimo di ugelli utilizzabili in contemporanea. Non solo, la portata massima è anche vincolata dalla caduta di pressione che si verifica nel rotore, la quale influisce a ritroso sul numero di Mach in uscita ugelli e quindi sul rendimento degli stessi.

In questa ottica va valutata la portata che massimizza il rendimento di rotore, per poi valutare un compromesso tra questa portata e il numero di ugelli utilizzabili, infine quindi si valuterà la portata di ciclo.

Tutti questi ragionamenti valgono ipotizzando un bacino infinito di calore per la sorgente calda e altrettanto per la sorgente fredda, ipotesi del tutto attendibili in quanto per la sorgente calda si possono utilizzare n-compressori in parallelo dai quali attingere calore di scarto, mentre per la sorgente fredda si ipotizza l'installazione di una torre evaporativa, di un condensatore ad acqua o di una sorgente fredda largamente sufficiente per soddisfare i bisogni termici di un ciclo che si colloca su livelli di potenza molto bassi, inferiori al kW.

Alla luce di quanto detto i vincoli sulla portata sono dati solamente dall'espansore, elemento critico del ciclo per la sua bassa efficienza. Così facendo si opera in modo da massimizzare il rendimento dell'elemento più debole e di maggior rilevanza rispetto al resto dei componenti di ciclo.

Con il rendimento e la potenza della turbina, calcolati come:

$$P_{turbina} = \dot{m}_{tot} (U_2 \cdot v_{\theta_2} - U_3 \cdot v_{\theta_3})$$

$$\eta_{turbina} = \frac{P_{turbina}}{\dot{m}_{tot} \cdot (h_4 - h_{is,5})}$$

Si possono valutare gli stati termodinamici dei punti successivi. Si nota come il rendimento della turbina dipenda dalla portata di massa elaborata dalla stessa, la quale dipende a sua volta dalle caratteristiche geometriche dello statore. La portata di massa poi, oltre ad influire in modo direttamente proporzionale alla potenza prodotta, influisce anche sulle velocità di ingresso e uscita turbina, creando una funzione della potenza che non è lineare.

Tutti questi parametri vanno accoppiati nel modello in *EES*, il quale fornisce la soluzione utilizzando un processo iterativo che parte da opportuni *guess values* e *variable limits* definiti nella sezione *variable info*.

Punto 5 – uscita turbina

$$h_{is,5} = \text{enthalpy}(p_5, s_4)$$

$$h_5 = h_4 - \eta_{turbina} \cdot (h_4 - h_{is,5}) - \frac{v_3^2}{2}$$

In questo punto del ciclo è errato confondere l'entalpia statica con la totale. Il valore solitamente molto importante della velocità in uscita, segnale dell'inefficienza intrinseca di questo tipo di espansore, porta a un contributo di entalpia dovuto alla velocità tutt'altro che trascurabile.

Il valore dell'entalpia totale nel punto 5, ovvero nel punto di scarico del rotore, è infatti di

$$h_{0,5} = h_5 + \frac{v_3^2}{2}$$

Si va quindi a completare lo stato termodinamico del punto 5:

$$T_5 = \text{enthalpy}(h_5, p_5)$$

$$s_5 = \text{entropy}(T_5, p_5)$$

$$\mu_5 = \text{viscosity}(T_5, p_5)$$

$$\rho_5 = \text{density}(T_5, p_5)$$

Punto 6 – vapore saturo a pressione di condensazione

Si torna a questo punto a toccare la campana nel diagramma T-s, in corrispondenza del vapore saturo a pressione di condensazione $p_{cond} = p_6$ fissata.

$$h_6 = \text{enthalpy}(p_6, x = 1)$$

$$T_6 = \text{temperature}(p_6, h_6)$$

$$s_6 = \text{entropy}(h_6, T_6)$$

A questo punto si chiude il ciclo termodinamico definendo la potenza netta prodotta e il rendimento di ciclo.

$$P_{netta} = P_{turbina} - P_{pompa}$$

$$Q_{in} = m_0 \cdot (h_4 - h_1)$$

$$\eta_{ciclo} = \frac{P_{netta}}{Q_{in}}$$

Nei cicli ORC, in particolare in quelli dove il ciclo termodinamico opera con una temperatura massima dell'ordine dei 70°C, è interessante valutare il rendimento exergetico dell'impianto, ovvero quel rendimento che distingue la "qualità" dell'energia pesandola per il lavoro massimo estraibile dalla stessa.

Il rendimento exergetico è calcolato con:

$$\eta_{ex} = \frac{P_{netta}}{Q_{in} \cdot \left(1 - \frac{T_{cond}}{T_{max}}\right)}$$

e fornisce la reale qualità del ciclo dal momento che il calore disponibile è pesato per il fattore di Carnot delle due sorgenti (calda e fredda) in questione. Il rendimento exergetico rileva quanto sia efficiente il ciclo al netto dei limiti fisici dovuti all'inevitabile cessione di calore alla sorgente fredda, evidenziando quelle che sono le inefficienze esclusivamente nei componenti. La turbina Tesla, come vedremo nel prossimo capitolo, non è certamente tra gli espansori più performanti e induce a contenuti valori di rendimento exergetico: nonostante questo però questo tipo di turbina può trovare una sua collocazione nei cicli termodinamici a bassissima temperatura, inferiore al kW di potenza netta prodotta, dato il minimo costo di produzione e la manutenzione praticamente inesistente, in quanto si tratta solamente di eseguire una manutenzione minima e soprattutto non necessariamente specializzata.

3. Analisi sperimentale

Gli argomenti espressi e discussi in questo capitolo riguardano il design, le problematiche e la costruzione della turbina Tesla esistente nel laboratorio di Sovizzo (VI), di proprietà dell'azienda DGMenergy s.r.l. La turbina Tesla è stata progettata nel 2016 sottoforma di un prototipo che possiamo definire di primo tentativo, con lo scopo di valutarne le prestazioni direttamente sul campo per valutare la possibilità di sfruttamento del calore di scarto dei compressori dell'azienda; in questa fase ci si occupa della valutazione delle prestazioni meccaniche della turbina (lasciata in sospeso appunto dal 2016 per ragioni interne all'azienda).

3.1. Assemblaggio e collaudo della turbina

La turbina Tesla oggetto di questo studio è un elemento estremamente semplice, di facile costruzione, che si compone di:

1. Corpo turbina
2. Dischi
3. Albero
4. Mozzo
5. Cuscinetti
6. Giunto magnetico per accoppiamento esterno
7. Statore (ugelli)

Gli ugelli e il corpo della turbina sono stati costruiti nel 2016, come già detto in precedenza, mentre tutti gli altri componenti (albero, dischi, mozzo, giunto magnetico) sono stati creati ex-novo in modo da migliorare alcuni punti critici della versione precedente:

- i dischi sono stati fatti di spessore 0,8mm anziché 1mm per ridurre le perdite di traferro
- gli anelli distanziali che creano l'altezza di canale, o spazio tra i dischi b , sono spessi 0,8mm
- l'albero presenta dei filetti sinistrogiri per le ghiera di fissaggio, in modo da scongiurare ogni tipo di allentamento delle ghiera durante la rotazione
- il mozzo è provvisto di opportune sedi per gli OR ed è dimensionato per l'alloggiamento dei cuscinetti nuovi per l'albero di rotore.

La turbina è realizzata per il corpo principale, i dischi e gli ugelli in alluminio, e l'albero è in acciaio inox. La scelta di mantenere l'ugello convergente divergente nasce dalle idee tratte dalla letteratura: come notato in Guha, Smiley (18) per ottenere un flusso supersonico all'ingresso del rotore si deve creare un passaggio convergente-divergente. La macchina si presenta come un compromesso tra costi e benefici, al fine di mantenere la massima economia (qualità dalla quale questa macchina non può prescindere) e di cercare di ottenere buoni risultati in termini di prestazioni.

L'albero della turbina, visibile in fig.[1], è stato pensato per calettare un numero variabile di dischi, da 10 a 15, in modo da rendere l'espansore modulabile: questa macchina riesce infatti, in via teorica, a far lavorare ogni canale di rotore in modo indipendente, creando dei moduli paralleli adiacenti: si può pensare il rotore della turbina Tesla come un insieme di tanti canali in parallelo, ognuno di essi riesce a elaborare la stessa prevalenza e le stesse caratteristiche. Si ottiene così un espansore modulabile in base al numero di canali che vengono installati su di esso.



Figura 1. Albero

Il rotore della turbina Tesla è composto da 10 a 15 dischi paralleli fissati all'albero del rotore. La forma di tutti questi componenti può essere vista in fig. [2]

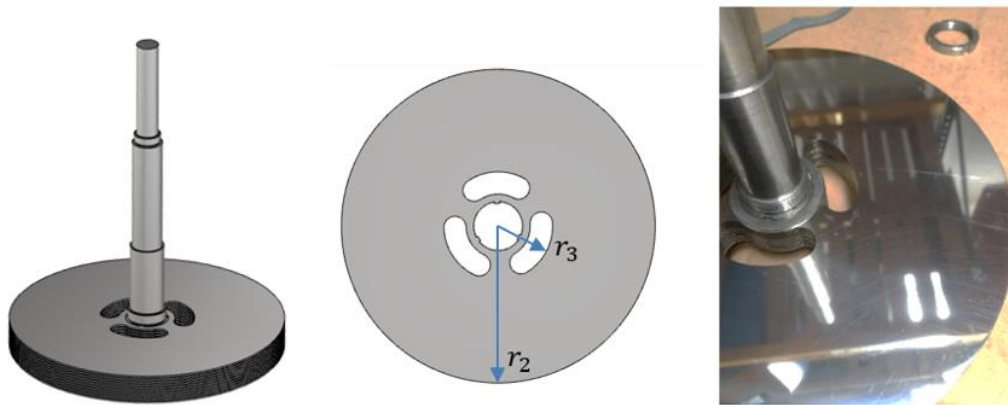


Figura 2. Dischi di rotore e loro calettamento sull'albero, vista reale e 3D

La geometria dei componenti di rotore è:

- Diametro esterno dei dischi(D_2): 250 mm
- Diametro interno dei dischi(D_1): 76 mm
- Spazio tra i dischi b : 0,8 mm

La cassa (housing) della turbina è mostrata in fig. [] ed è stata costruita in modo da ridurre al minimo il gap (fig. []) tra i dischi e l'uscita dell'ugello: in questo modo è possibile ridurre la perdita di pressione nel traferro, calcolata a livello numerico nel capitolo [3].



Figura [3] Particolare del traferro

Il sistema complessivo deve essere bilanciato e non deve consentire alcuna perdita di fluido di lavoro. Per risolvere questo problema ogni parte dell'espansore è assemblata con O-Ring, come indicato dalle frecce in fig. [4].



Figura [4] sedi per OR lato scarico turbina

Per ridurre il rischio di perdite, inoltre, in questo caso è stato realizzato un sistema di accoppiamento magnetico tra l'albero del rotore e il generatore esterno.

Il giunto magnetico chiude l'albero del rotore con un involucro di contenimento, in materiale plastico (per evitare correnti parassite ad alte velocità di rotazione) ed è provvisto di cavità dell'O-Ring per l'assemblaggio con l'alloggiamento della turbina, come in fig. [5]

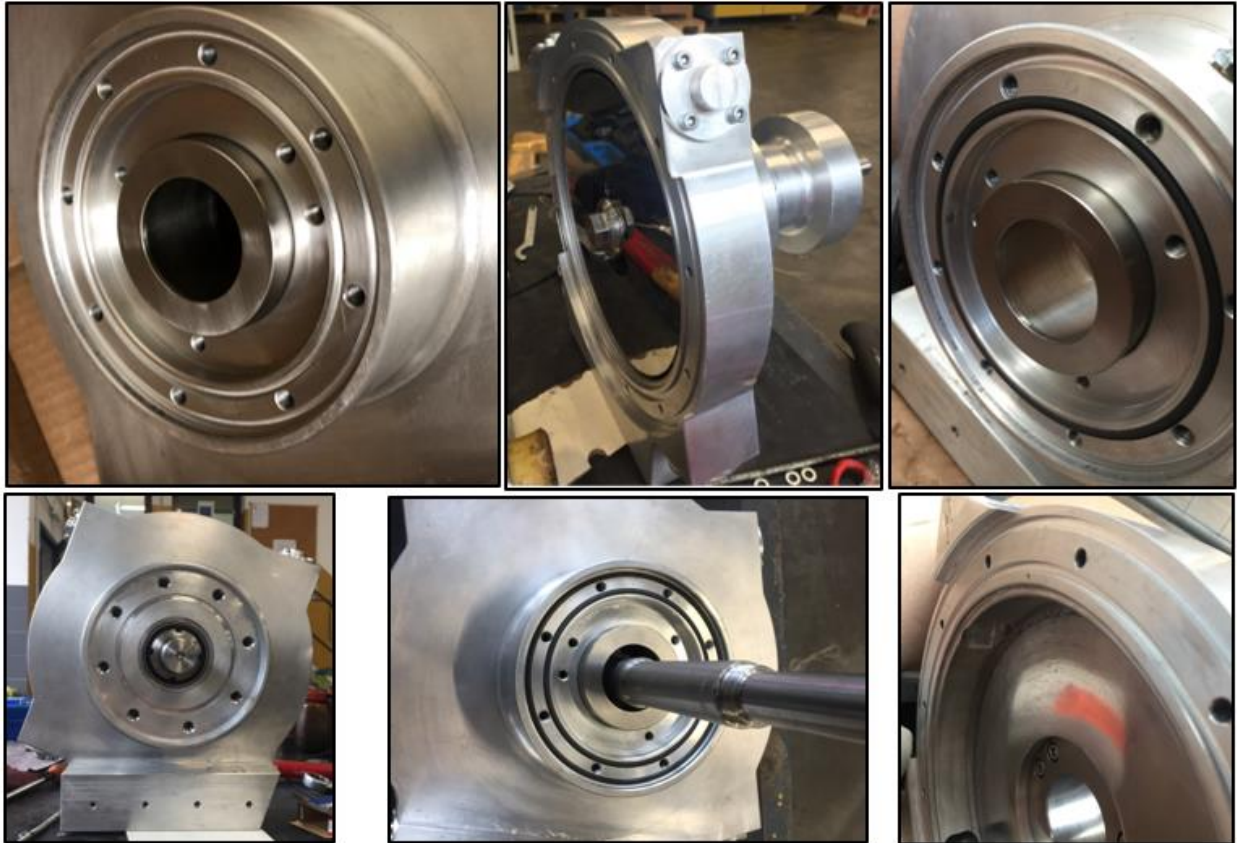


Figura 5. O-Ring – in alto da sinistra: sedi per OR lato accoppiamento con il mozzo - visione d’insieme della turbina senza coperchio con vista dei dischi calettati sull’albero e mozzo inserito - OR inserito nell’apposita sede; in basso da sinistra: visione perpendicolare dell’albero calettato sulla turbina – visione dell’accoppiamento corpo turbina e mozzo, con gli OR inseriti nelle sedi – particolare dell’interno dell’housing.

Dati gli importanti problemi di tenuta presentati dal vecchio prototipo, si è deciso di creare con questo lavoro di tesi il nuovo mozzo, dimensionato in modo da poter ospitare la sede per l’apposito giunto magnetico, in grado di assicurare il trasferimento del moto con un generatore esterno.

Il giunto magnetico, dimensionato per la coppia e il numero di giri opportuni (nel range di questa applicazione), ha l’enorme vantaggio di assicurare una completa tenuta del fluido operativo all’interno della turbina, per evitare qualsiasi fuoriuscita

dello stesso: se nel caso dell'utilizzo di aria la perdita di massa verso l'esterno si traduce nella mera riduzione di potenza, senza conseguenze economiche o ambientali, nel caso di perdita di gas refrigerante (F-Gas) si incorrerebbero in problemi sia di natura ambientale sia di natura economica per il reintegro del fluido operativo, il cui costo è diventato tutt'altro che trascurabile negli ultimi anni.

La turbina nel suo complesso si presenta come illustrato in figura [6];

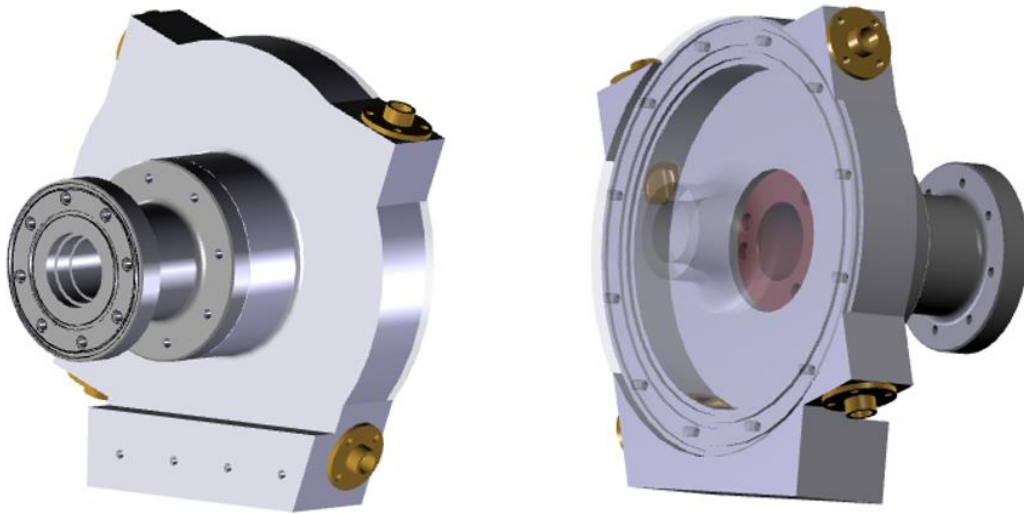


Figura 6 disegno 3D del corpo turbina

A sinistra si può notare (con vernice scura) il nuovo mozzo della turbina dotato di una sede per l'accoppiamento con il giunto magnetico esterno, mentre nella figura di destra, con il coperchio reso trasparente per permettere la visione dell'interno, è raffigurato lo scarico della turbina, attraverso il quale il fluido operativo esce assialmente dopo aver trasferito parte della sua potenza meccanica all'albero.

Sono riportati di seguito i dettagli dell'ugello, elemento fondamentale dell'intera macchina che costituisce di fatto lo statore della turbina.

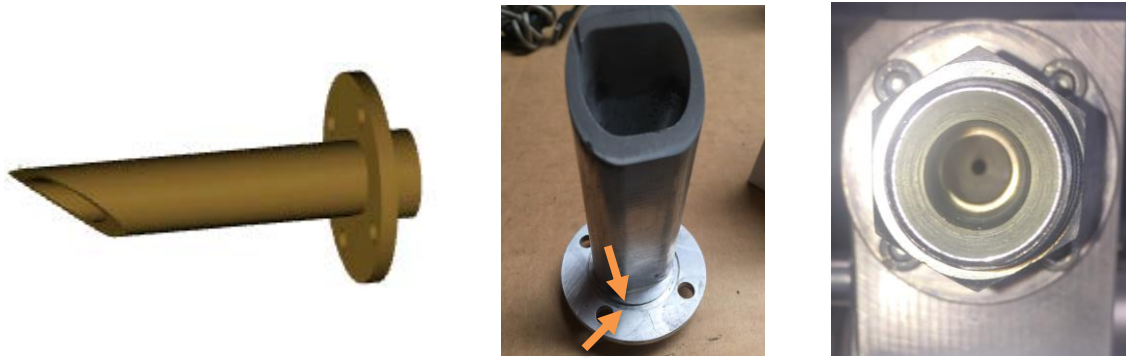


Figura 7 vista 3D dell'ugello e sua realizzazione, con particolare della sede dell'OR e del tratto convergente

In fig. [8] viene mostrato il disegno tecnico di questo componente e come sia inserito nel corpo della turbina.

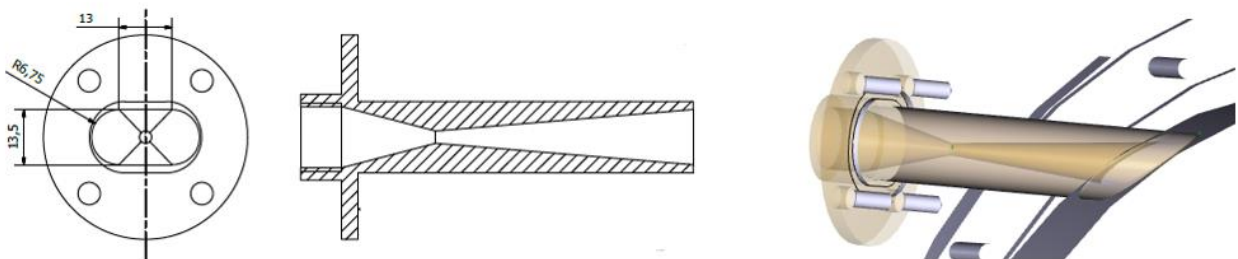


Figura 8 disegno tecnico dell'ugello e sua sezione all'interno dell'housing

La geometria dell'ugello è la seguente:

- Diametro d'ingresso (a sezione circolare): 15mm
- Diametro della sezione (circolare) di gola: da 3mm a 10 mm (ci sono diversi tipi di ugello che possono essere usati)
- Area di uscita: 178mm^2
- Lunghezza totale: 58mm

L'ugello assicura una traiettoria di flusso assiale, in modo da mantenere la pressione ben distribuita durante il passaggio del flusso, migliorando l'efficienza dell'ugello.

Il fluido di lavoro entra nell'ingresso dell'ugello, attraversa la sezione convergente del condotto e raggiunge la sezione della gola. Qui si suppone che si raggiungano le condizioni di moto critico. Il fluido ora accelera ulteriormente nella sezione

divergente, superando la velocità del suono locale. Questo fatto porterebbe alla necessità di installare due misuratori di pressione: uno prima dell'ingresso dell'ugello e uno vicino all'uscita dell'ugello, appena prima dell'ingresso del rotore: il poco spazio però del traferro rende questa operazione molto complicata, sicuramente però in questo senso ci potrebbe essere un'implementazione futura della strumentazione di misura della turbina.

L'efficienza dell'ugello potrebbe così essere valutata sperimentalmente utilizzando il misuratore di portata e un misuratore di pressione statica di ingresso (che è uguale alla pressione totale in questo punto), con un misuratore di portata statica nel traferro: si conoscerebbe quindi il valore della pressione statica in questo punto, valore facilmente convertibile in pressione totale tramite la conoscenza della velocità in questo punto, derivante dal modello numerico. In questo modo possiamo determinare la caduta di pressione totale tra l'ingresso dell'ugello e la sua uscita:

$$\mathfrak{R}_{\text{ugello}} = \frac{p_{0,1}}{p_{0,2}}$$

In questo studio non è possibile misurare direttamente la pressione totale in questi due punti, quindi è difficile stimare empiricamente la perdita esatta.

Le sedi per l'ingresso degli ugelli sono 4: la turbina è quindi resa modulabile anche nella sua parte di statore, in quanto in fase di prova si potrà testare la turbina utilizzando da 1 a 4 ugelli; gli ingressi dello statore sono tutti collegati ad un collettore, il cui attacco è dotato di valvola a farfalla per la modulazione del flusso con alta precisione.



Figura 9 ingresso dell'ugello

I problemi principali presentati dalla macchina di Sovizzo erano i problemi di perdita di massa, la non perfetta tenuta della turbina; nella versione vecchia del prototipo le tenute erano realizzate solo con guarnizioni in gomma in battuta su due pareti metalliche. Se a pressione ambiente (o di qualche bar maggiore) tale

condizione risulta essere sufficiente per la tenuta ai trafilamenti di fluido, nel funzionamento con gas refrigerante, che lavora in ingresso statore a circa 16 bar, i problemi di perdita rendevano la turbina inutilizzabile.

Il nuovo prototipo, creato nei mesi di febbraio – aprile 2019, ha risolto i problemi di tenuta grazie all'apporto di apposite sedi nelle giunzioni dei vari componenti, nelle quali vengono inseriti degli O-Rings in gomma (visibili in figura [11]) che con la pressione delle viti si appiattiscono e impediscono ogni tipo di trafilamento d'aria o di gas in pressione.

È stata creata inoltre la sede per l'accoppiamento con generatore esterno tramite giunto magnetico, del quale si riporta la logica di funzionamento in figura.

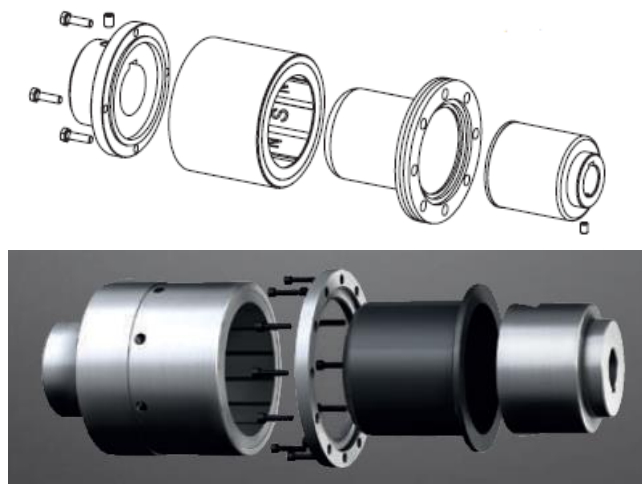


Figura 10 disegno in esplosione del un giunto magnetico

Il giunto magnetico si compone, da destra a sinistra in riferimento al disegno di fig [10]:

- Rotore interno: si accoppia all'albero della turbina ed è dotato di magneti permanenti.
- Bicchieri di contenimento: separa definitivamente l'ambiente interno con quello esterno, in modo da non avere la fuoriuscita di elementi rotanti dalla turbina. Il bicchiere è stato scelto in plastica, in modo da evitare i fenomeni

dovuti alle correnti parassite che a velocità superiori a 3600 giri/min si possono verificare nello stesso, provocando calore e usura dei componenti.

- Rotore esterno: dotato di magneti permanenti, si accoppia col rotore interno e trasferisce il moto. Il rotore esterno è collegato tramite un giunto rigido in acciaio con l'albero del motore, il quale è in grado di misurare la coppia e la potenza prodotte dalla turbina.
- Flangia esterna: assicura il collegamento tra il rotore esterno e l'albero del generatore.

Il giunto magnetico, come visibile in fig [11] è stato scelto dimensionato appositamente per la coppia e la velocità di rotazione tipiche della turbina, che sono inferiori ad 1 Nm e del range tra 2000 e 4000 rpm.

Un giunto di questo tipo, a velocità di rotazione elevate, può indurre a correnti parassite nel bicchiere di contenimento, con conseguenti scariche elettriche tra

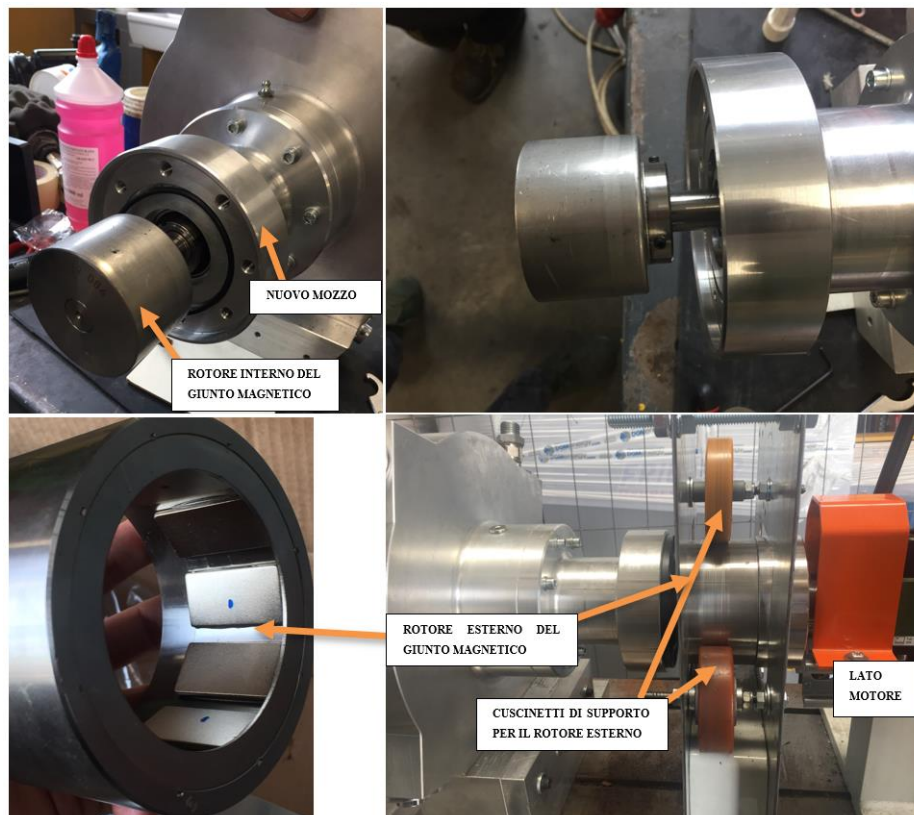


Figura 11. In alto: rotore interno del giunto magnetico fissato sull'albero della turbina; in basso: particolare del rotore esterno (con magneti) e vista d'insieme

quest'ultimo e uno dei due rotori del giunto magnetico. Scegliendo un bicchiere in PEEK, un polimero termoplastico con eccellenti proprietà meccaniche soprattutto se rinforzato con fibre di carbonio (come lo è il bicchiere installato sulla turbina), si può ovviare a questo problema che non permetteva il superamento dei 2000 rpm.

La turbina è stata testata in laboratorio per verificare l'assenza di trafiletti di gas, tramite una prova in pressione con azoto gassoso fino a 20 bar.

Il test è stato eseguito tramite azoto anziché aria poiché l'azienda non ha a disposizione per l'officina un compressore che superi i 15 bar; l'azoto inoltre è completamente esente da condensa e la prova è facilmente realizzabile con l'ausilio di una bombola di azoto, pratica e poco costosa.

La prova di tenuta (fig. [12]) consiste in:

1. Isolamento della turbina dal resto dell'impianto, tramite la chiusura delle valvole a sfera di monte e di valle
2. Creazione del vuoto all'interno della turbina a mezzo della pompa per il vuoto.
3. Messa in pressione: la bombola ad altissima pressione (fino a 200 bar) è collegata tramite un riduttore di pressione alla turbina, che stabilizza la pressione di ingresso a 20 bar.
4. Una volta raggiunti i 20 bar si controlla, a vari step di 10 minuti, l'eventuale presenza di perdite, spruzzando un apposito liquido denso su tutte le giunzioni della macchina, per evidenziare la presenza di bolle.
5. Scarico controllato dell'azoto



Figura 12. Prove di tenuta con azoto in pressione

3.2. Test sperimentali: prove e struttura dell'impianto

In questo paragrafo si descrivono le caratteristiche dei componenti che riguardano le condizioni al contorno della turbina e l'impianto ORC installato da DGMenergy.

Si passa alla descrizione dei componenti del sistema che permettono alla turbina di essere testata, sia con aria che con R134a.

- L'ingresso alla turbina, come riportato in fig.[13], è costituito da tubi da 3/8" che collegano il collettore (fig.[14]) all'ingresso degli ugelli;
- lo scarico è costituito da un tubo flessibile di 2" di diametro, in gomma per alta pressione (fino a 62 bar di tenuta);
- il condensatore è costituito da due ventilatori da 1,5kW di potenza totale, dotato di inverter, per lo scambio termico convettivo tra gas scaricato dalla turbina e l'aria ambiente

- serbatoio di accumulo del liquido: il serbatoio è zincato, di capacità poco inferiore ai 20l, e raccoglie il fluido in uscita dal condensatore
- due pompe volumetriche per assicurare la prevalenza totale di ciclo, per diverse condizioni di portata possibile (dipendente dal numero di ugelli da utilizzare)
- evaporatore: dotato di 4 resistenze elettriche, ognuna da 5kW, per simulare il cascame termico da cui attingere la potenza in ingresso

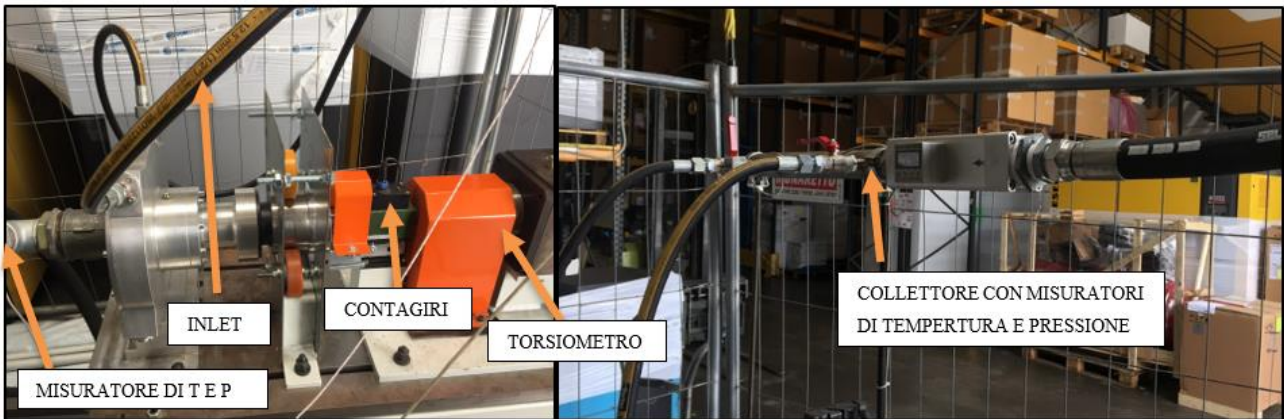


Figura 13. Corpo turbina, motore, torsionmetro, inlet e outlet Figura14 collettore con misuratori di temperature e pressione

Sono stati elencati tutti i componenti del banco di prova per valutare i principali parametri che descrivono l'efficienza e le prestazioni del ciclo ORC.

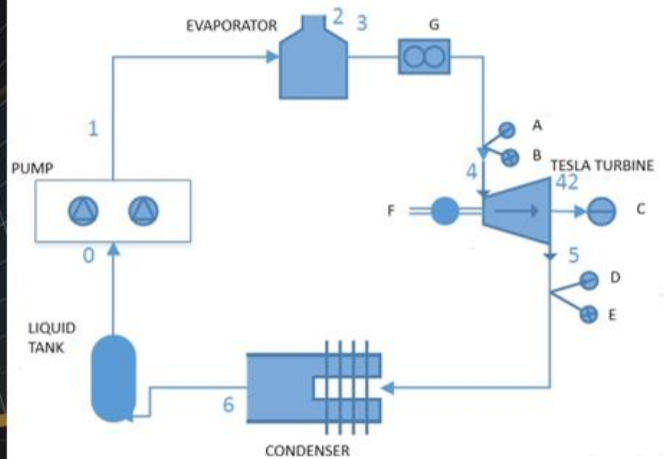
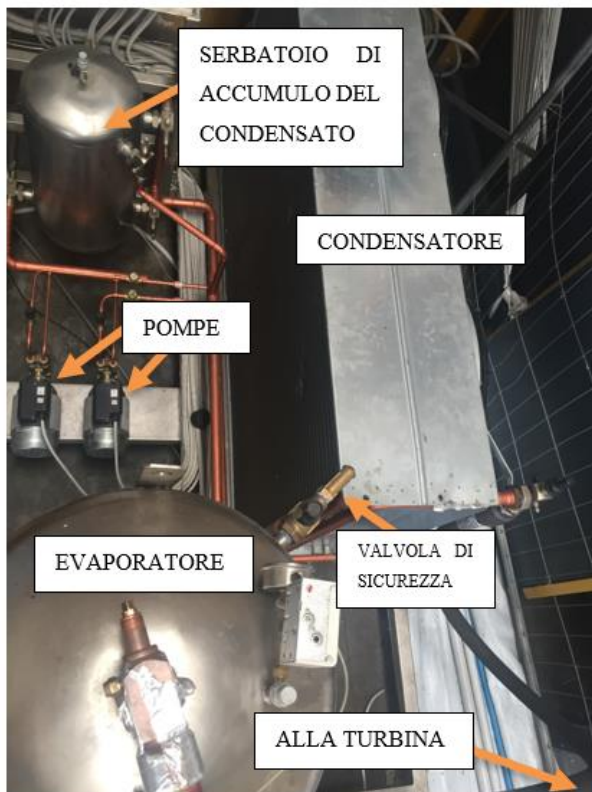


Figura 15. Schema dell'impianto

L'apporto di calore viene dato utilizzando un evaporatore che assorbe il calore dai 4 resistori on-off che simulano il calore di scarto (fig. [16]).



Figura 16. Resistenze da 5kW l'una per la simulazione del cascame termico

La logica di acquisizione della potenza di uscita della turbina Tesla è basata sull'utilizzo di un motore brushless che aziona, tramite la trasmissione garantita dal giunto magnetico, l'albero del rotore della turbina.

Il test inizia attivando il motore che porta il rotore della turbina al numero desiderato di giri: nel cruscotto di acquisizione dati è possibile leggere la potenza assorbita dal motore, la coppia prodotta e il numero di giri al minuto.



Figura 17. Cruscotto di azionamento del motore

A questo punto tutte le variabili vengono riportate al valore zero, ad eccezione della velocità angolare reale

del sistema, portando a zero gli altri riferimenti su coppia e potenza. In questo modo si sposta il sistema di riferimento dallo stato di quiete allo stato di moto, al netto della potenza che il fluido operativo andrà ad esercitare sulla turbina: in altre parole, una volta che il sistema raggiungerà il numero di giri al minuto voluto, azzererà i dati sulla coppia e sulla potenza che in quel momento il motore deve vincere per mantenere quella velocità di rotazione. In questo modo si riesce ad avere un risultato della potenza prodotta dalla turbina senza contare le perdite meccaniche del giunto magnetico, della trasmissione con il motore e del lavoro dei cuscinetti.

A questo punto il fluido operativo viene introdotto nell'espansore mediante l'apertura delle valvole degli ugelli: il fluido entra nella turbina e scambia la sua quantità di moto con il rotore.

Il motore esterno mantiene costante il numero di giri, frenando la turbina e mostrando nel monitor la potenza frenante utilizzata, ovvero la potenza prodotta dal fluido di lavoro.

La velocità angolare viene determinata utilizzando un sensore ottico che rileva la frequenza dell'albero e la converte in rpm con un apposito software.

Il Sistema può misurare

1. Portata di massa prima dell'ingresso in turbina
2. Pressione e temperature statiche a monte e a valle della turbina
3. Coppia, Potenza e velocità di rotazione dell'albero di rotore

L'uso del motore elettrico, quindi, fornisce una misura diretta della potenza e della coppia prodotta dal fluido di lavoro, rivelandosi un sistema di misura molto affidabile e preciso.

I test possono essere fatti sia utilizzando l'aria sia, come detto, con l'R134a.

Per i test con aria si scollega la turbina dal resto dell'impianto; per generare aria in pressione si utilizza un compressore della famiglia dei compressori rotativi a vite, la cui pressione di esercizio è modulabile da 6 a 11 bar, in grado di fornire portate da 2100 a 1600 l/min, in base alla pressione richiesta. Il compressore infatti è da 15kW, la portata è funzione della potenza e della pressione richiesta. Il compressore confluisce l'aria in un serbatoio di accumulo, da 750l, che funge da polmone garantendo la massima flessibilità nell'utilizzo di aria. Si preferisce utilizzare aria con assenza di umidità, tollerando la temperatura piuttosto bassa a valle dell'espansione, rispetto ad avere aria più calda ma con presenza di umidità. Per avere aria senza umidità si utilizza un essiccatore, dotato di ciclo frigorifero, che elimina le tracce di vapor d'acqua nell'aria compressa, raffreddando però al contempo il fluido operativo fino alla temperatura ambiente. L'essiccatore è posto a valle del serbatoio. L'impianto in questione è visibile in fig.[18].

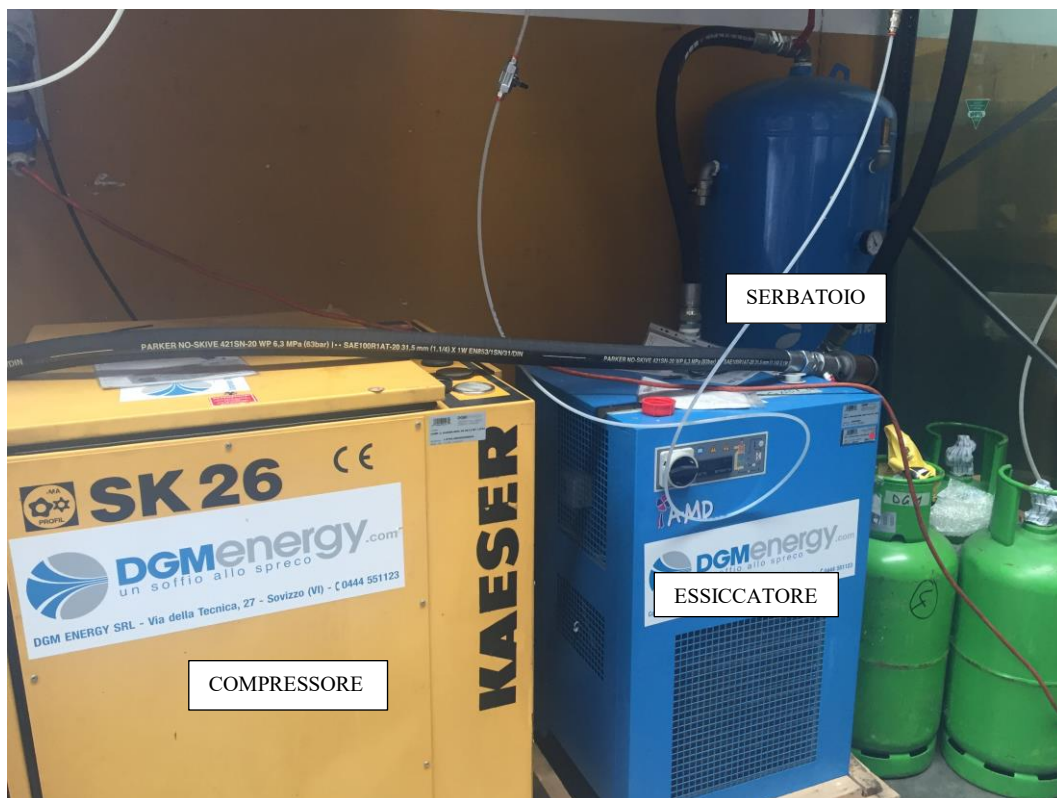


Figura 18 impianto per l'aria compressa

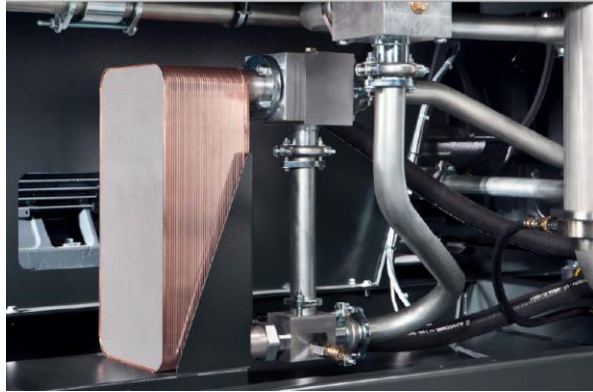
I test con l'intero ciclo ORC, come visto in precedenza, meritano un approfondimento sul tipo di sorgente termica che si ha a disposizione: il calore è latente, sensibile o è sia l'uno che l'altro?

La sorgente che si vuole ricercare in questo studio vuole essere il più fedele possibile al calore prodotto dall'olio di raffreddamento dei compressori a vite che la ditta DGMenergy – Sovizzo (Vi) – rivende ai suoi clienti.

I compressori a cui si fa riferimento sono macchine installate normalmente in contesti di produzione industriali: nel processo di compressione si applica un intercooling per diminuire la densità dell'aria e quindi i consumi della macchina.

Questo processo è effettuato con l'olio diatermico del circuito di raffreddamento, che oltre a lubrificare il gruppo vite del compressore ha il compito di raffreddare l'aria compressa. Su richiesta l'olio può essere inviato esternamente tramite scambiatore di calore a piastre (opzione disponibile in fase di acquisto del

compressore). In base alla quantità di calore scambiata in questo scambiatore, l'olio completa il suo processo di raffreddamento in un radiatore posto in serie allo scambiatore.



Le temperature di mandata

dell'olio nello scambiatore esterno per scopi di recupero termico sono di 70°C come versione standard, ma possono essere superiori, a richiesta (in questo studio quindi sarà adottata una temperatura attorno ai 60°C per l'evaporazione del fluido operativo e quindi di 70-80°C dell'olio diatermico, attraverso scambio termico di tipo sensibile).

Figura 19 scambiatore

Si riporta inoltre il catalogo dei compressori dotati di scambiatore esterno:

Con compressore a vite Modello	Alla pressione max. bar	Potenza nominale motore kW	Max. potenza termica disponibile		Volume di acqua calda riscaldamento a 70 °C	
			kW	MJ/h	(ΔT 25 K) m³/h	(ΔT 55 K) m³/h
ASD 35	8,5	18,5	15,2	55	0,52	0,24
ASD 40		22	18,1	65	0,62	0,28
ASD 50		25	21,6	78	0,74	0,34
ASD 60		30	26,6	96	0,92	0,42
BSD 65	8,5	30	27,1	98	0,93	0,42
BSD 75		37	33,5	121	1,15	0,52
BSD 83		45	40,1	144	1,38	0,63
CSD 85	8,5	45	38,6	139	1,33	0,60
CSD 105		55	48,4	174	1,67	0,76
CSD 125		75	59,0	212	2,03	0,92
CSDX 140	8,5	75	66	238	2,30	1,03
CSDX 165		90	79	284	2,70	1,24
DSD 142	9	75	66	238	2,30	1,03
DSD 172	8,5	90	76	274	2,60	1,19
DSD 202	8,5	110	97	349	3,30	1,52
DSD 238	8,5	132	118	425	4,10	1,85
DSDX 245	8,5	132	105	378	3,60	1,64
DSDX 305		160	130	468	4,50	2,04
ESD 352	8,5	200	172	619	5,90	2,69
ESD 442		250	198	713	6,80	3,10
FSD 471	8	250	215	774	7,40	3,37
FSD 571		315	266	958	9,20	4,17
HSD 662	8,5	360	291	1048	10,0	4,56
HSD 722		400	323	1163	11,1	5,06
HSD 782		450	348	1253	12,0	5,45
HSD 842		500	374	1346	12,9	5,86

Figura 20 fonte www.kaeser.com

Considerando un ciclo ORC con efficienza del 3÷4%, si possono avere potenze elettriche generate da un cascame termico di questo tipo che partono da meno di 1 kW fino anche a più di 10kW, per i compressori di taglia maggiore.

4. Risultati

In questo capitolo si procederà ad un'analisi critica dei risultati ottenuti dal modello teorico, per un successivo confronto con i risultati sperimentali. Il capitolo si dividerà in tre parti: una prima parte comprenderà la sola analisi reale delle prestazioni teoriche della turbina tesla di questa applicazione; la seconda parte sarà utile alla descrizione delle prestazioni della miglior turbina tesla per il ciclo ORC considerato, la terza parte invece andrà a confrontare i risultati della prima parte con quelli sperimentali. La trattazione prende spunto nella forma da alcuni articoli di letteratura, in particolare da (22) e (26).

4.1. Simulazione teorica e prove sperimentali con Aria

La turbina di questa applicazione è stata testata dapprima con **aria**, nei metodi descritti dal capitolo precedente, brevemente riassunti qui in seguito.

Le prove con aria sono effettuate grazie ad un impianto di aria compressa appositamente installato per le prove, dopo un dimensionamento di massima dello stesso impianto sulla base della portata e della pressione necessarie in ingresso turbina.

Il modello teorico è servito quindi inizialmente per il dimensionamento dell'impianto di aria compressa che andrà ad alimentare l'espansore: si è scelto un compressore a vite Kaeser SK26 con pressione massima di 11 bar: il compressore, con questa pressione massima, riesce ad elaborare una portata di 1680 l/min, che è superiore alla portata massima della turbina che si aggira attorno ai 600 l/min. L'apparente sovradimensionamento dell'impianto di aria compressa è dovuto alla necessità di raffreddare il motore elettrico che aziona la turbina: parte dell'aria elaborata dal compressore andrà a servire l'impianto di raffreddamento del motore che richiede aria a 6 bar con portata variabile.

Il modello teorico vuole rispecchiare il più possibile alle condizioni al contorno proprie dell'impianto reale; in tal senso si elencano i dati geometrici della macchina e delle condizioni ambiente considerate:

Temperatura ingresso statore[°C]	Pressione ingresso statore [bar]	Pressione di scarico[bar]	Diametro della sezione di gola dell'ugello [mm]
17	7,35	1,01	7,5

- fluido= Aria essiccata, valutata con comportamento ideale

la pressione di ingresso dello statore è la massima pressione raggiungibile dall'impianto di aria compressa: il serbatoio utilizzato nella prova sperimentale infatti ha una pressione massima di 10,4 bar e il compressore è stato regolato a 9 bar per mantenersi ad un ragionevole livello di sicurezza. Nel tratto di linea che va dal compressore alla turbina ci sono dei tubi flessibili in gomma (tipici di impianti provvisori), il serbatoio, un essiccatore con annesso riduttore di pressione, un misuratore di portata e i misuratori di temperatura e pressione. Tutti questi elementi creano perdite sia distribuite che localizzate che stabilizzano la pressione di ingresso turbina a 7,34 bar, come visibile da display.

Sulla turbina attuale i vincoli sono principalmente sulla velocità di rotazione: non si è potuto eccedere oltre i 3600 rpm con questo parametro a causa della velocità di rotazione massima per la quale si garantisce il corretto funzionamento del giunto magnetico.

Nel programma sviluppato in EES è stato creato una diagram window nella quale raggruppare i parametri principali che si intendono monitorare nella simulazione del modello, come riportato in fig.[1]

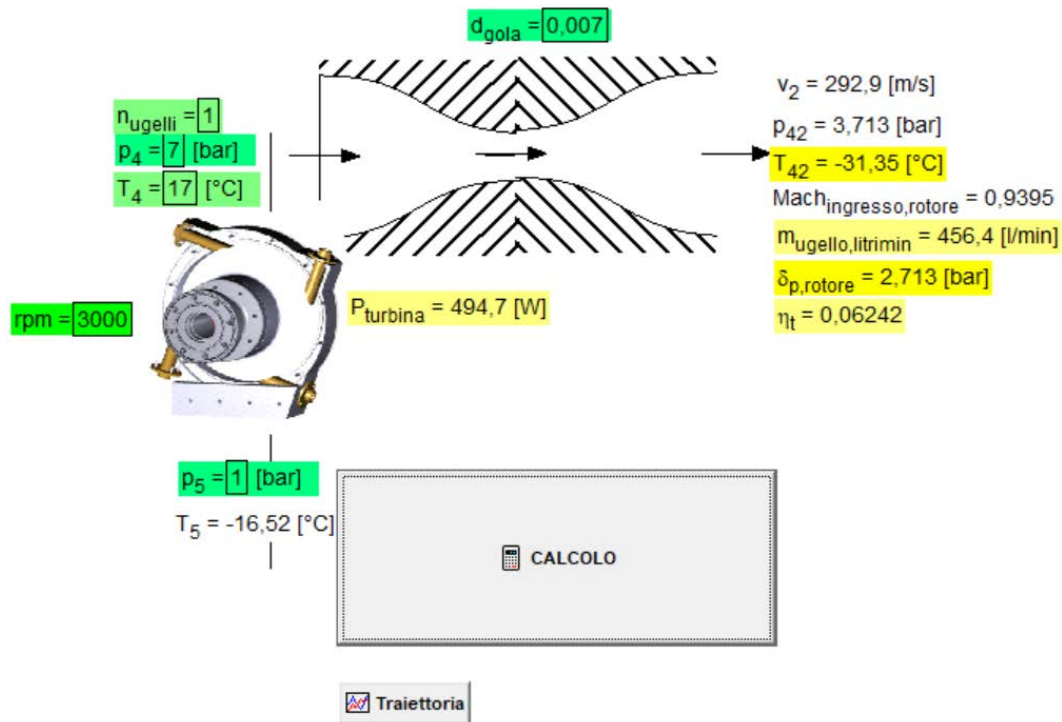


Figura 1 diagram window del programma EES relativo alla simulazione con aria della sola turbina

Dopo queste considerazioni di carattere teorico si passa al confronto di questi risultati con le prove sperimentali che si sono potute verificare in laboratorio.

Con le stesse condizioni operative viste in precedenza è stato messo a punto un test rig per confrontare con aria le performances della turbina.

Nelle prove sperimentali sono stati fatti più campionamenti per ogni rpm considerato. Nella valutazione si procede per step, con un confronto che vedrà il modello teorico contrapporsi ai risultati sperimentali per ogni rpm considerato, con le stesse condizioni al contorno descritte in precedenza. Per semplicità di esposizione e per facilitare la chiarezza di lettura, si riportano solamente i risultati fondamentali del modello, lasciando la completezza dei risultati e la giustificazione del gap tra il modello teorico e la prova in laboratorio invece per il solo caso a 3000 rpm.

1) 1000 rpm

Risultati del modello teorico:

Tabella 1 modello teorico a 1000rpm

$\eta_t = 0,02183$
$\eta_{ugello} = 0,8906$
$m_{canale} = 0,005341 \left[\frac{kg}{s} \right]$
$Mach_{ingresso,rotore} = 0,9553$
$m_{tot} = 0,06409 \left[\frac{kg}{s} \right]$
$P_{turbina} = 173 [W]$

Risultati sperimentali

Tabella 2 risultati sperimentali a 1000rpm

N° prova	Giri	T1	Coppia [Nm]	Potenza [kW]
	RPM	T[1]	Coppia	Potenza
1	1007	17,409	-0,798	-0,084
2	1007	17,45	-0,748	-0,079

3	1006	17,49	-0,743	-0,078
4	1007	17,45	-0,751	-0,079
5	1007	17,368	-0,772	-0,081
6	1007	17,368	-0,783	-0,083
7	1005	17,368	-0,803	-0,085
8	1007	17,327	-0,772	-0,081

La potenza, come la coppia, ha valore negativo in quanto il motore deve frenare la turbina per mantenerla a quel valore di rpm. Il valore mediamente si scosta di circa 90W rispetto al valore teorico.

2) 1500 rpm

Risultati del modello teorico:

Tabella 3 modello teorico a 1500rpm

$\eta_t = 0,032$
$\eta_{ugello} = 0,8899$
$m_{canale} = 0,005341 \left[\frac{kg}{s} \right]$
$Mach_{ingresso,rotore} = 0,9515$
$m_{tot} = 0,06409 \left[\frac{kg}{s} \right]$
$P_{turbina} = 256,5 [W]$

Risultati sperimentali

Tabella 4 risultati sperimentali a 1500rpm

N° prova	Giri	T1	Coppia [Nm]	Potenza [kW]
1	1509	17,612	-1,034	-0,163
2	1509	17,612	-1,019	-0,161
3	1508	17,612	-0,929	-0,147
4	1506	17,612	-1	-0,158
5	1508	17,612	-0,968	-0,153
6	1507	17,612	-0,955	-0,151
7	1508	17,735	-1,081	-0,171
8	1509	17,612	-1,087	-0,172

3) 2000 rpm

Risultati del modello teorico:

Tabella 5 modello teorico a 2000rpm

$\eta_t = 0,04264$
$\eta_{ugello} = 0,8893$

$m_{canale} = 0,005341 \left[\frac{kg}{s} \right]$
$Mach_{ingresso,rotore} = 0,9476$
$m_{tot} = 0,06409 \left[\frac{kg}{s} \right]$
$P_{turbina} = 337,9 [W]$

Risultati sperimentali

Tabella 6 risultati sperimentali a 2000 rpm

N°	Giri	T1	Coppia	Potenza
	RPM	C°	Nm	kW
1	2007	17,979	-0,915	-0,192
2	2007	18,06	-0,928	-0,195
3	2007	18,02	-0,948	-0,199
4	2007	18,06	-0,903	-0,19
5	2007	17,979	-0,894	-0,188
6	2007	17,897	-0,873	-0,183
7	2007	17,979	-0,922	-0,194

4) 3000 rpm

Risultati (completi) del modello

Tabella 7 modello teorico a 3000rpm

$\alpha_1 = 5^\circ$	$A_1 = 0,0001767 \text{ m}^2$	$A_2 = 0,000178 \text{ m}^2$	$A_{gola} = 0,00003848 \text{ m}^2$	$b = 0,0008 \text{ [m]}$	$canali = 12$
$\Delta h_{reale} = 42734 \left[\frac{\text{J}}{\text{kg}} \right]$	$\Delta h_{is} = 48128 \left[\frac{\text{J}}{\text{kg}} \right]$	$\Delta p_{rotore} = 2,713 \text{ [bar]}$	$\Delta p_{traferro} = 2,01 \text{ [bar]}$	$dischi = 13$	$d_{gola} = 0,007 \text{ m}$
$\xi = 0,3378$	$\eta_t = 0,06242$	$\eta_{ugello} = 0,8879 \left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} \right]$	$k = 1,4$	$k_e = 0,873$	$k_i = 0,2545$
$m_{canale} = 0,005341 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$	$Mach_{ingresso,rotore} = 0,9395$	$Mach^* = 1$	$m_{tot} = 0,06409 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$	$m_{ugello} = 0,06409 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$	$m_{ugello_{litrimin}} = 456,4 \left[\frac{\text{l}}{\text{min}} \right]$
$\omega = 314,2 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$	$\phi_{ugello} = 0,9423 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$	$p^* = 3,698 \text{ [bar]}$	$P_{turbina} = 494,7 \text{ [W]}$	$rpm = 3000$	$r_2 = 0,1125 \text{ [m]}$
$r_3 = 0,038 \text{ [m]}$	$T^* = -31,36$	$U_2 = 35,34 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$	$U_3 = 11,94 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$	$verifica_{A^*} = 0,00003848 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$	$verifica_{portata} = 0,06391$
$v_1 = 43,05 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$	$v_2 = 292,9 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$	$v_{2ideale} = 310,9$	$v_{2verifica} = 292,3 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$	$v_3 = 221,6 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$	$v_{med} = 155,9$
$v_{med_2} = 467,7$	$v_{r_2} = 1,76 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$	$v_{r_3} = 20,59 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$	$v_\theta = 220,6 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$	$v_{\theta_2} = 292,9 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$	$v_{\theta_3} = 220,6 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$

Risultati sperimentali:

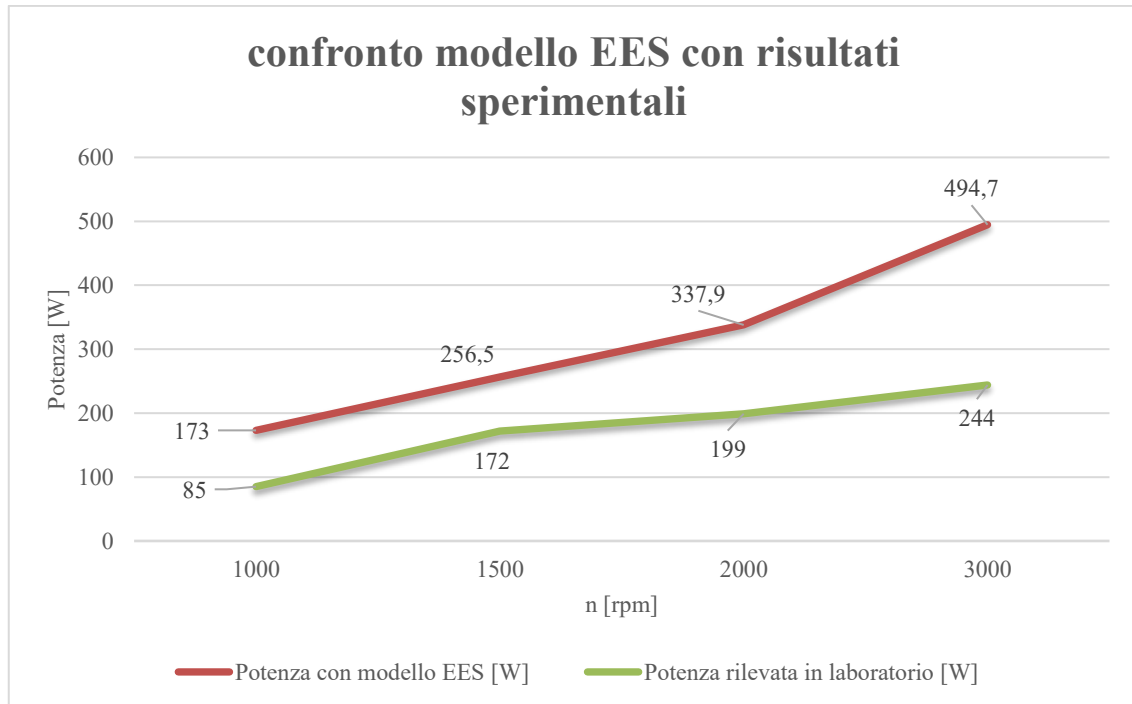
Tabella 8 risultati sperimentali a 3000rpm

N°	Giri	T1	Coppia	Potenza
	RPM	C°	Nm	kW

1	3002	17,973	-1,14375	-0,24
2	3002	18,06	-1,16928	-0,2457
3	3001	17,92	-1,1376	-0,2388
4	3002	18,01	-1,14681	-0,2413
5	3002	17,92	-1,15326	-0,24252
6	3002	18,02	-1,08252	-0,22692
7	3001	18,04	-1,12484	-0,23668
8	3002	17,956	-1,10352	-0,23232
9	3002	18,05	-1,13336	-0,23808
10	3001	17,98	-1,1655	-0,2457
11	3002	17,993	-1,16298	-0,24444
12	3002	18,01	-1,14513	-0,24108

La potenza prodotta dalla turbina secondo il modello è $P_{turbina} = 494,7 [W]$, con un rendimento teorico nelle condizioni considerate di $\eta_t = 6,24\%$. Il rendimento è molto basso, si è scelto di imporre le condizioni operative che portano a massimizzare la potenza prodotta per questo tipo di macchina: questa turbina Tesla, oggetto di studio, è una macchina che intrinsecamente è costretta a bassi valori di rendimento in quanto presenta un vano dischi troppo limitato. Le perdite di traferro, per le quali si rimanda alla relativa trattazione teorica nella sezione del modello numerico, sono molto importanti, attorno a 2 bar: in una applicazione futura si dovrà tener conto anche di questo aspetto, valutandone i possibili miglioramenti.

Prima di procedere ad un'analisi parametrica sulla turbina esistente, si procede ad un confronto globale sulle prove sperimentali effettuate.



Il gap tra il modello teorico e il modello sperimentale si ritiene sia dovuto a due fattori principali: l'attrito con i cuscinetti (del rotore e del motore esterno) e la non perfetta distribuzione di portata nei canali. Si andrà ora ad analizzare le due possibili cause del gap tra i due modelli.

- Perdite parassite esterne

Per stabilizzare il rotore e garantire il moto rotativo del sistema turbina, l'albero di rotore è calettato su due cuscinetti a sfera *SKF 6005-2RSH/C3*.

Il fornitore *SKF* mette a disposizione un modello (27) con il quale si riesce a stimare in modo molto preciso le perdite di potenza associabili all'attrito dei cuscinetti, perdite che non influenzano il campo di moto e che considerano le condizioni operative. Il modello è il seguente e considera il momento di attrito come:

$$M = M_{rr} + M_{sl} + M_{tenuta} + M_{drag}$$

Dove

- M_{rr} il momento di attrito da rotolamento e comprende gli effetti di carenza (starvation) di lubrificante e riscaldamento per fenomeni da taglio [Nmm]
- M_{sl} il momento di attrito da scorrimento e comprende gli effetti sulla qualità delle condizioni di lubrificazione [Nmm]
- M_{tenuta} il momento di attrito da tenute integrate [Nmm]: quando i cuscinetti sono muniti di tenute striscianti, le perdite per attrito derivanti dalle tenute possono superare quelle generate dal cuscinetto.
- M_{drag} il momento di attrito da perdite da trascinamento, sbattimento, spruzzi ecc. in un bagno d'olio [Nmm]

Nel sito del fornitore è inoltre possibile inserire i dati sul modello dei cuscinetti e sulla temperatura e velocità di rotazione che si verificano nell'utilizzo: in uscita il modello fornisce il dato sulla perdita di potenza dovuta ai cuscinetti:

μ_{EHL} Coefficient of friction under full lubricant film conditions.	0.05
F_r Radial load	0 kN
F_a Axial load	0.1 kN
n_i Rotational speed of the inner ring	3000 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	20 °C
Grease used in the bearing	MT47
Viscosity at 40 °C	70.0 mm ² /s
Viscosity at 100 °C	7.3 mm ² /s

M_{rr} Rolling frictional moment	23.8 Nmm
M_{sl} Sliding frictional moment	1.4 Nmm
M_{seal} Frictional moment of the seals	58.6 Nmm
M_{drag} Frictional moment of drag losses	0 Nmm
M Total frictional moment	83.8 Nmm
N_r Power loss	26 W

La perdita di potenza dovuta ad un cuscinetto di questo tipo, con le condizioni operative considerate nel caso a 3000 rpm, è di 26W da moltiplicare per i due cuscinetti presenti. Altre perdite meccaniche sono date dai cuscinetti di supporto per il rotore esterno del giunto magnetico: con il fine di stabilizzare e contenere eventuali rotture o malfunzionamenti del giunto, è stata costruita la struttura di supporto a questo componente, che come tutte le scelte progettuali di questa turbina è frutto di un compromesso costi-benefici. I due cuscinetti utilizzati, con una stima analoga a quanto visto in precedenza, si stima incidano con una perdita complessiva di 80 W, verosimilmente con i dati indicati dal costruttore. Un'altra piccola perdita è dovuta alla presenza di polvere e particelle ferrose all'interno del rotore esterno, inevitabile in assenza di schermatura del giunto (aggiornamento in previsione per il futuro). Il motore elettrico che avvia la turbina anch'esso presenta tre cuscinetti, con perdite analoghe a quelle viste per il rotore interno del giunto magnetico.

Il totale delle perdite meccaniche per le condizioni operative considerate è:

$$P_{loss} = P_{cr1} + P_{cr2} + P_{cm} = 2 \cdot 26 + 3 \cdot 30 + 3 \cdot 26 = 220W$$

Il fornitore mette a disposizione un diagramma che stima la perdita parassita dovuta ai cuscinetti in funzione alla velocità di rotazione, a parità di altre condizioni operative al contorno:

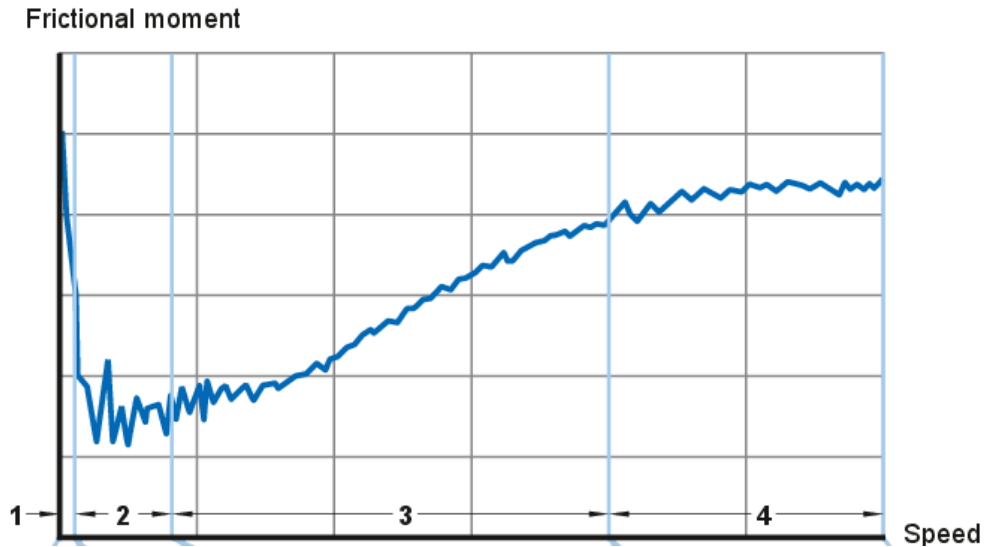
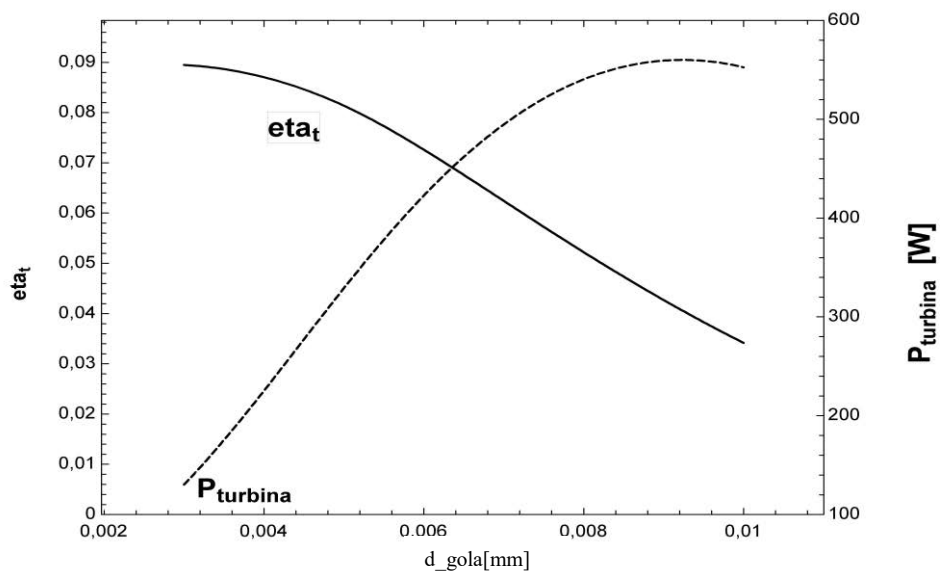
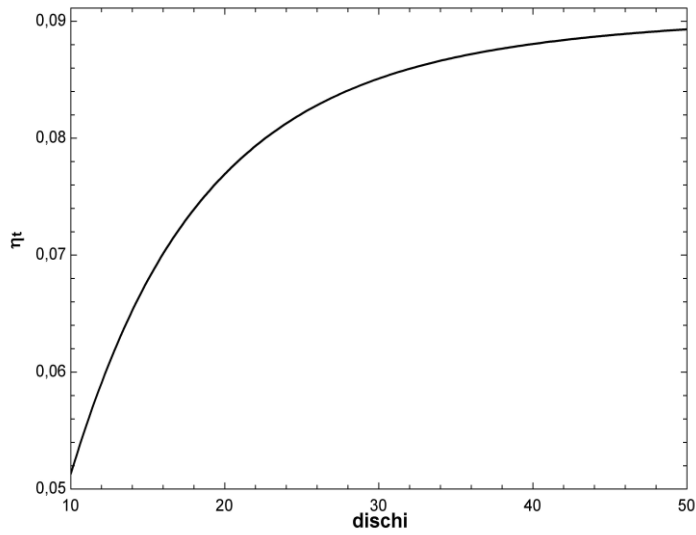
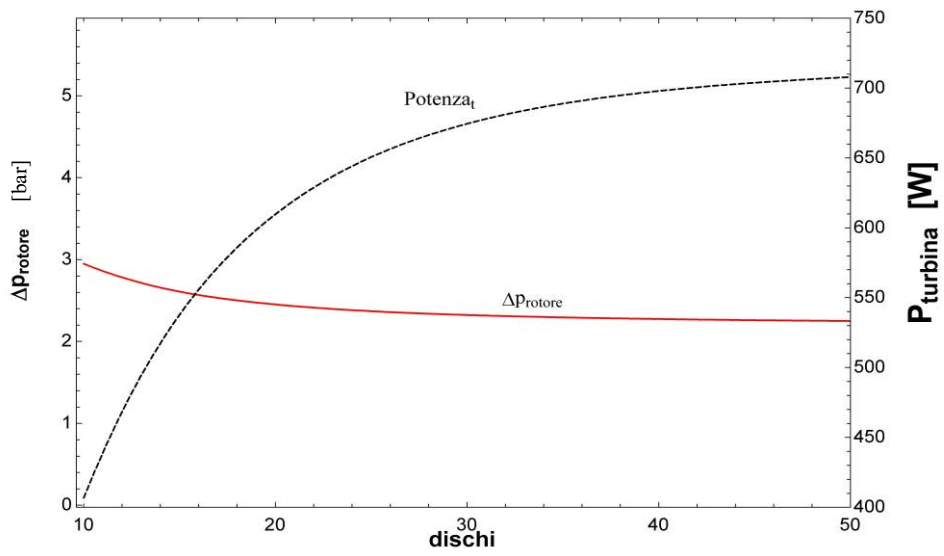


Figura 2 Andamento della perdita parassita dovuta ai cuscinetti in funzione della velocità di rotazione (27)

- Non perfetta distribuzione della portata nei canali di rotore

I dischi della turbina sono elementi flessibili che, a seconda delle vibrazioni subite e a causa del non perfetto bilanciamento dell'intera struttura, possono flettere leggermente durante la rotazione. A causa dell'aleatorietà e imprevedibilità del fenomeno appena descritto non è stato possibile calcolare quanto sia la reale perdita di potenza imputabile in questo aspetto, si ritiene quindi che il restante gap (di circa 40W) tra il modello teorico e il risultato sperimentale sia dovuto appunto alla non perfetta e incostante distanza tra i dischi di rotore.

Passando ad un'analisi parametrica, si può considerare il numero dei dischi di rotore come un parametro fondamentale per la turbina Tesla in quanto è strettamente correlato alla portata di canale; aumentando il numero di dischi diminuisce la portata di fluido operativo che fluisce in ogni canale: la pressione di rotore cala con questo andamento (mantenendo costante il numero di giri a 3000rpm):



Si può quindi constatare che sia la potenza prodotta che la perdita di pressione nel

rotore, causa di inefficienza in quanto limita l'espansione nell'ugello e quindi la velocità di ingresso nel rotore, si avvicinano all'asintoto per un numero di dischi prossimo a 50.

Un altro chiaro segnale delle condizioni di efficienza in cui si sta lavorando è dato dalla simulazione della traiettoria percorsa dal fluido nel rotore. Come si vede dalla simulazione in fig.[3], l'aria quando entra in turbina presenta una importante componente radiale rispetto alla velocità assoluta: il fluido ha poco "tempo" per scambiare la sua quantità di moto con il disco poiché è costretto ad uscire percorrendo una via relativamente breve. Questo comportamento si attenua a mano a mano che si aumenta il numero di giri del rotore, fatto che trova la sua spiegazione nella diminuzione della velocità relativa tra disco e fluido, con minore scambio di quantità di moto all'ingresso del rotore e una maggior percorrenza del fluido nello stesso.

Quest'importante componente di velocità radiale è sintomo dell'eccessiva portata introdotta nel rotore. Se da un lato una maggior portata di fluido porta a un incremento di potenza (con dipendenza lineare), dall'altro porta a una diminuzione del rendimento della macchina stessa. In un'ottica di portare la turbina al massimo valore di rendimento possibile quindi si sarebbe dovuto utilizzare una portata minore; tuttavia, essendo la turbina stessa priva di una geometria favorevole (numero di dischi troppo contenuto) anche con un valore ottimale di portata ci si sarebbe trovati comunque lontani dalle condizioni di ottimo, quindi la scelta è ricaduta su massimizzare la potenza producibile.

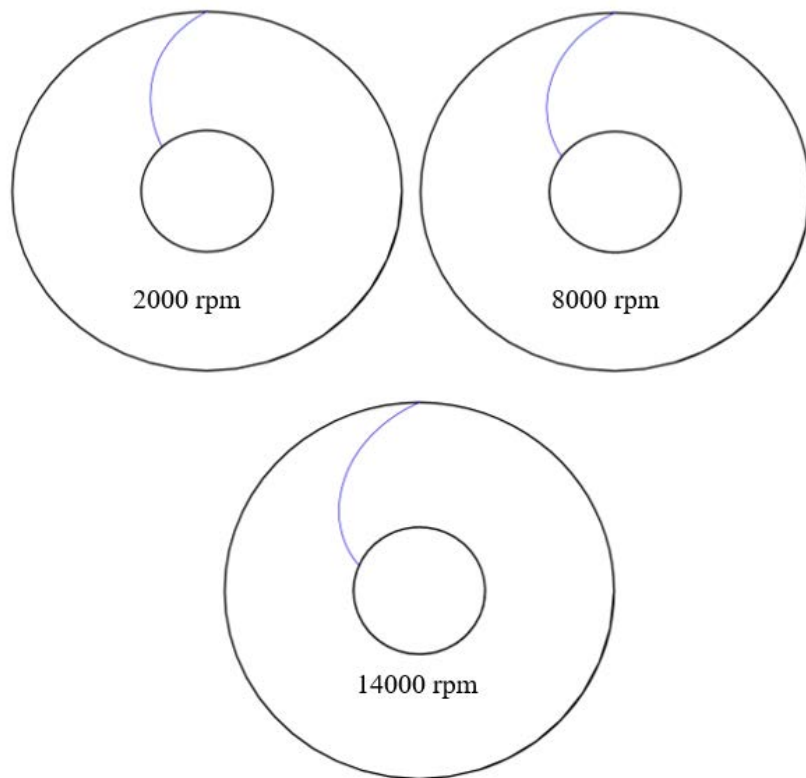


Figura 3 andamento della traiettoria del fluido per diversi rpm

In figura si può notare il breve tragitto percorso dal fluido, che scende repentinamente verso l'uscita a causa dell'elevata velocità nella sua componente radiale, come visto in precedenza. Questo fatto è sintomo delle condizioni di lavoro lontane dal massimo dell'efficienza; in queste prove però, come visto all'inizio del capitolo, si è cercato di raggiungere il massimo della potenza prodotta.

4.2. Simulazione del ciclo ORC

Le prove con aria come fluido operativo hanno evidenziato come la turbina attuale sia ancora molto lontana dalle condizioni geometriche e di esercizio (impossibilità attuale di raggiungere rpm elevati) di ottimo operativo; per questi motivi, ai quali si aggiunge anche il costo importante delle prove con il ciclo ORC che comportano le spese per il tecnico specializzato e per il gas refrigerante, si è deciso di posticipare le prove con il gas R134a a quando il design della turbina sarà adeguato ad assicurare buoni valori di rendimento.

Per questa sezione quindi si considera la sola simulazione con il programma EES.

Il ciclo ORC visto dal cruscotto nella diagram window di EES si presenta come di seguito, fedele a quanto riportato nella trattazione teorica del capitolo precedente.

Le variabili di ciclo sono fissate dalle condizioni operative: il ciclo infatti deve avere una temperatura massima di 70°C e la turbina è testata per poter operare a 16 bar. I parametri del ciclo ORC sono quindi fissati a una $p_{max} = 16 \text{ bar}$, operando con un surriscaldamento (laddove sarà possibile nelle applicazioni reali) di 5°C. La pressione di condensazione è fissata a 6 bar, per avere una temperatura di condensazione prossima a quella delle soluzioni a torre evaporativa o con condensatore ad acqua normalmente disponibili in contesti industriali.

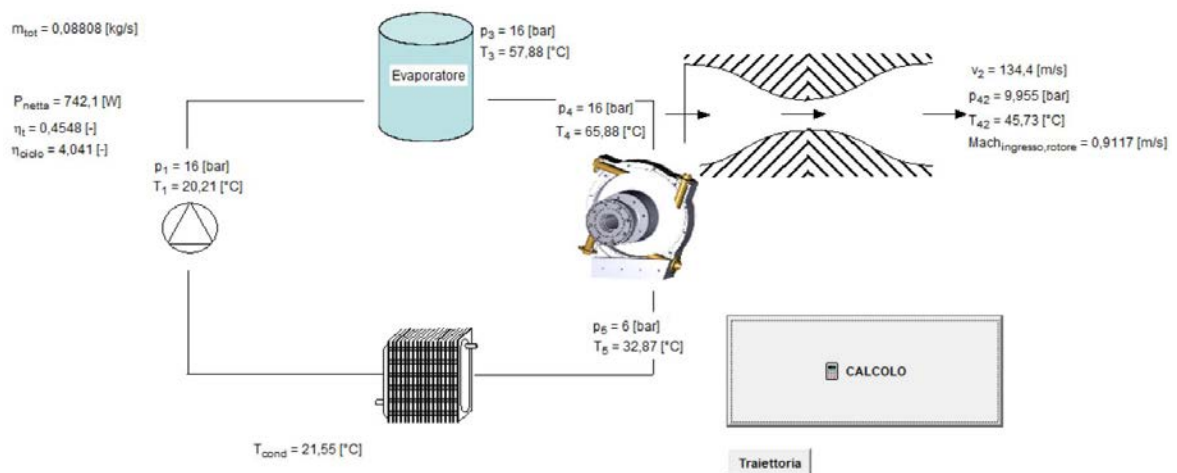


Figura 4 diagram window del ciclo ORC

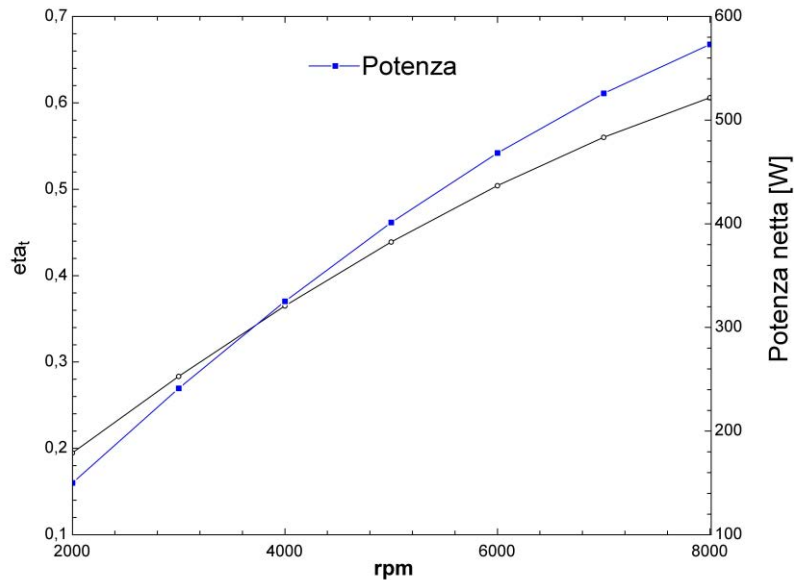
Lo schema rappresenta il ciclo termodinamico nel suo complesso, con un focus (in alto a destra) sullo statore della turbina Tesla.

Il modello del ciclo ORC proposto si svincola dalle condizioni sia geometriche che di esercizio che erano causa delle maggiori inefficienze nella turbina attuale, in modo da poter fornire le indicazioni che serviranno alla realizzazione dei componenti per la turbina futura.

La maggior causa di inefficienza nella geometria della macchina è senza dubbio quella del limitato vano dischi nel rotore: come visto nella trattazione con aria, i dischi dovrebbero essere almeno triplicati (da 13 a circa 35-40) per poter raggiungere buoni valori di efficienza in turbina. La dimensione dei dischi e la sezione di gola dell'ugello a 3mm invece, come vedremo, si piazzano su valori prossimi all'ottimo per quanto riguarda lo studio con il gas.

L'altro parametro dal quale ci si svincola in questa fase di studio è quello della velocità di rotazione alla quale può operare il giunto magnetico, fissata a 3600 rpm come velocità massima. Si ipotizza quindi di poter bilanciare il giunto (in programma per l'applicazione futura) e di poterlo quindi usare oltre i 3600 rpm fino al massimo di 8000 rpm (limite di sicurezza massimo per giunti magnetici di questo

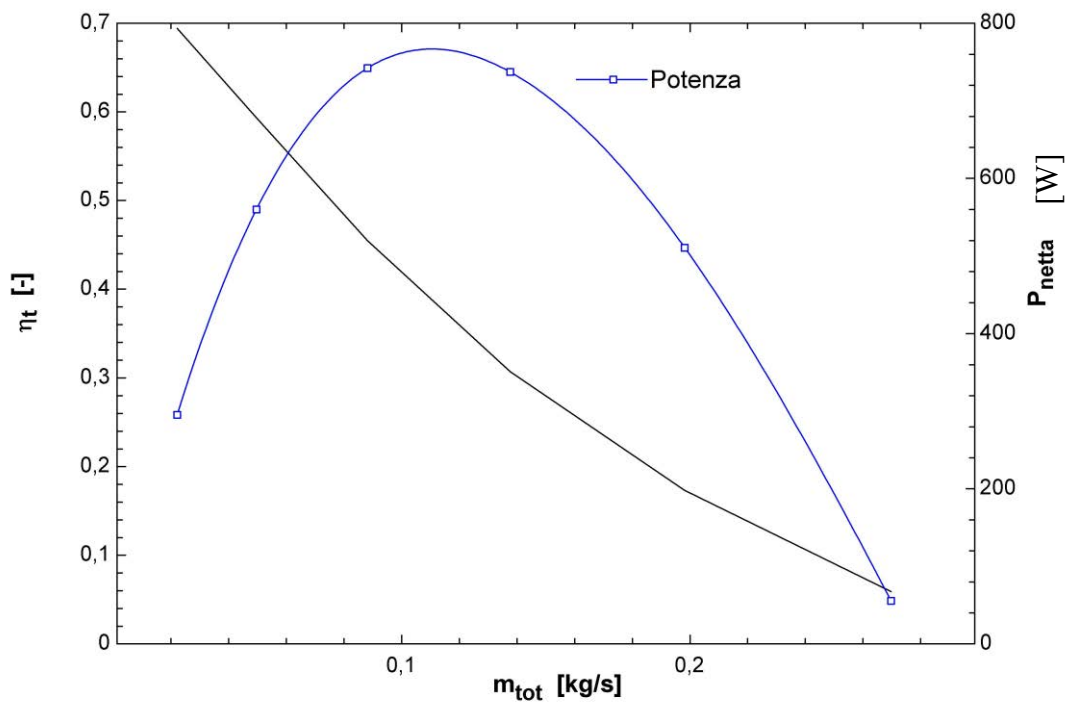
tipo, su segnalazione del fornitore *KTR*), dotandolo anche di opportuni schermi per la sicurezza.



In figura si riporta come all'aumentare della velocità di rotazione si riescano a raggiungere valori teorici di rendimento dell'intera macchina anche maggiori del 60%; in questo caso lo studio prevede la configurazione ottimale a 35 dischi.

La miglior portata per canale, parametro fondamentale nel design della turbina, è dipendente dal numero di dischi di rotore. Da un'ottimizzazione del programma EES (utilizzando la funzione min/max la quale ha la capacità di massimizzare o minimizzare una variabile modulando una o più variabili ad essa correlate) si evince che la turbina lavora con i più alti valori di rendimento con il numero di dischi sempre crescente. La funzione descritta dalle variabili rendimento-numero dischi è infatti monotona crescente e presenta una derivata pressoché nulla nell'intorno dei 35 dischi. Si sceglie di operare quindi con questo valore, 35 dischi appunto, per non incorrere in possibili problemi di ingombro nell'eventualità di eccedere questo numero. La miglior portata di canale viene valutata quindi fissando questo parametro ed è visibile nella tabella seguente, con una velocità di rotazione di 8000rpm:

d_gola [mm]	Portata [kg/s]	η_t	Potenza netta [W]
0,002	0,02202	0,6942	295
0,003	0,04954	0,5932	559,9
0,004	0,08808	0,4548	742,1
0,005	0,1376	0,3069	737,1
0,006	0,1982	0,1731	510,7
0,007	0,2697	0,05888	55,44



Il valore ottimale della portata si colloca quindi a 0,12 kg/s con una sezione di gola poco maggiore di 4mm. Eccedendo tale valore infatti la pressione nel rotore calerebbe troppo, non permettendo una sufficiente espansione nell'ugello, rallentando troppo il fluido in ingresso turbina.

Il modello ottimizzato si presenta come segue. Ogni riferimento a nomenclatura e simbologia va ricercato nel capitolo dedicato al modello numerico.

b=0,0008 [m]	Mach_star=1	rho_med=51,23 [kg/m ³]	v_r=0,5474 [m/s]
canali=34 [-]	MW=102 [kg/kmol]	rho_star=47,17 [kg/m ³]	v_r_2=0,1009 [m/s]
DeltaT_SH=8 [°C]	m_tot=0,08808 [kg/s]	rpm=8000	v_r_3=0,4955 [m/s]
DeltaT_SR=2 [°C]	m_ugello=0,08808 [kg/s]	r_2=0,1125 [m]	v_teta=101,3 [rad/s]
Delta_h=7040 [J/kg]	m_ugello_litrimin=68,78 [l/min]	r_3=0,038 [m]	v_teta_2=134,4 [m/s]
Delta_h_is=10002 [J/kg]	N_s_imp=3,545	R_gas=81,49 [J/K·kg]	v_teta_3=101,3 [m/s]
delta_p=0,8027	n_ugelli=1	r_sim=0,038 [m]	v_teta_ini=134,4 [m/s]
dischi=35 [-]	omega=837,8 [rad/s]	SS_42=147,4	x=0,038
dpx=66,84	ordinata=-0,004198	SS_star=148,6	
dtetadx=4867 [rad/m]	ordinata_cerchio_ext=-0,03777	T=49,03	
dv_tetadx=-1425	ordinata_cerchio_int=-0,1118	teta=-456,3	
d_gola=0,004	p=6 [bar]	T_ap=10 [°C]	
D_h=0,0016 [m]	perdita_1=109,1 [J/kg]	T_cond=21,55 [°C]	
d_med=0,00625 [m]	perdita_2=862,5 [J/kg]	T_evap=57,88 [°C]	
d_med_2=0,009	phi_ugello=0,839 [m/s]	T_in=80 [°C]	
D_s_imp=6,093 [m]	p_cond=6 [bar]	T_max=63,88 [°C]	
epsilon=0,3378 [-]	p_e=9,955 [bar]	T_max_lim=80 [°C]	
eta_ciclo=4,041 [-]	p_ini=9,955 [bar]	T_pp=10 [°C]	
eta_ex=34,64 [-]	p_max=16 [bar]	T_star=49,74	
eta_ispompa=0,8 [-]	P_netta=742,1 [W]	U_2=94,25 [m/s]	
eta_t=0,4548 [-]	P_pompa=89,59 [W]	U_3=31,83 [m/s]	
eta_ugello=0,7039 [-]	p_star=9,355 [bar]	verifica_A_star=0,00001257 [m ²]	
k=1,1 [-]	P_turbina=831,7 [W]	verifica_portata=0,07601 [kg/s]	
lambda_1=0,01235	Q_in=18363 [W]	v_1=6,487 [m ³ /kg]	
lambda_2=0,01078	R\$='R134a'	v_2=134,4 [m/s]	
larghezza_ugello=0,022 [m]	Re=567,5 [/]	v_2_ideale=160,2	
L_conv=0,02 [m]	Rey_n=1,701E+06 [-]	v_2_verifica=118,7 [m/s]	
L_div=0,058	Rey_n_2=5,512E+06 [-]	v_3=101,3 [m/s]	

m=0,002591 [kg/s]	rho=24,77	v_med=74,29
Mach_ingresso_rotore= 0,9117 [m/s]	rho_due=38,42 [kg/m^3]	v_med_2=222,9

La potenza netta prodotta è di 742,1 W, il rendimento di ciclo è del 4,04% con un rendimento exergetico del 34,64%. La turbina ha un rendimento del 45,48%.

Il rendimento exergetico, come visibile dai risultati, è certamente penalizzato dal rendimento contenuto dell'espansore, che pur ottimizzato non va oltre il 45%: considerando però la bassa temperatura del calore di scarto, la turbina Tesla riesce a ottenere un rendimento comunque soddisfacente.

Di seguito si riporta il diagramma T-s, per una visione complessiva dell'andamento del ciclo.

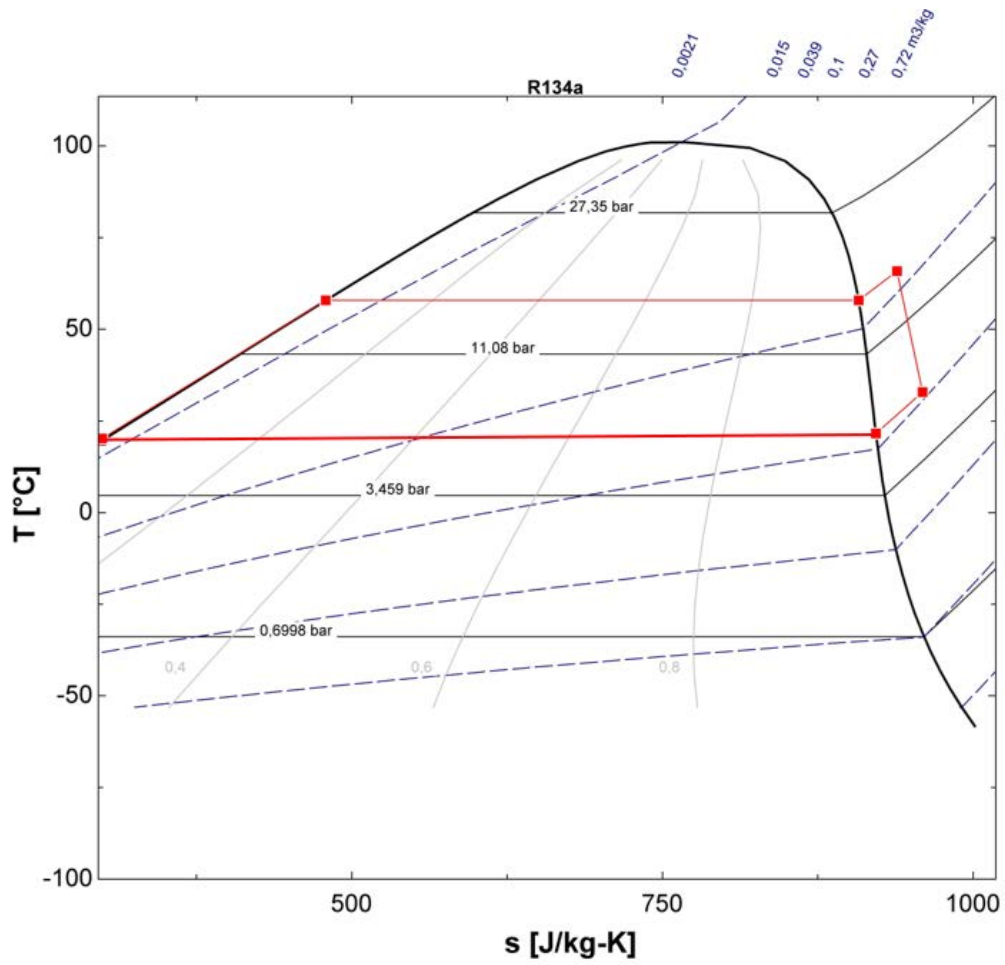


Figura 5 diagramma T-s del ciclo ORC

E la traiettoria del fluido:

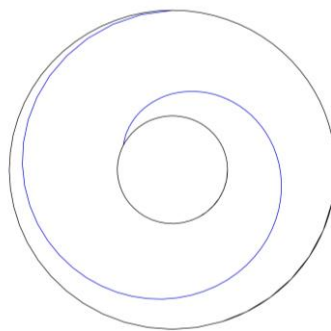


Figura 6 traiettoria del fluido operativo all'interno dei dischi

Come si nota dal grafico in fig. [7] dove viene mostrato l'andamento della velocità tangenziale in funzione del raggio, la maggior parte dello scambio di quantità di moto tra fluido e turbina si ha nel primo tratto del disco, dove la velocità del fluido subisce un brusco rallentamento.

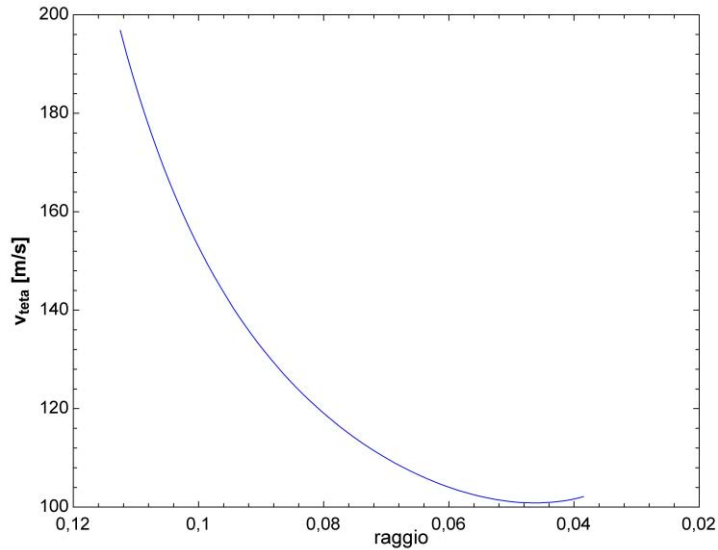


Figura 7 andamento della velocità tangenziale in funzione del raggio

Di seguito si può vedere l'andamento della pressione lungo il rotore:

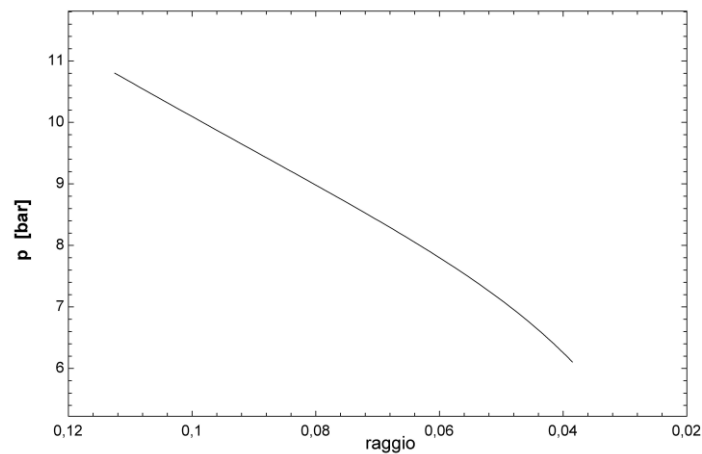


Figura 8 andamento della pressione in funzione del raggio

La pressione, come introdotto poco fa, ha un calo importante nel rotore, più marcato rispetto all'aria, fatto dovuto alla grande differenza di densità tra i due fluidi. Questo comporta una minor possibilità di espansione del fluido operativo nell'ugello, rendendo poco vantaggioso l'utilizzo di un ugello convergente-divergente;

Riprendendo le condizioni operative del prototipo oggetto di studio di questa tesi, si definiscono ora i parametri ambiente per la condensazione. La tabella successiva riporta i vari valori della temperatura di saturazione dell'R134a in base ai diversi valori di pressione:

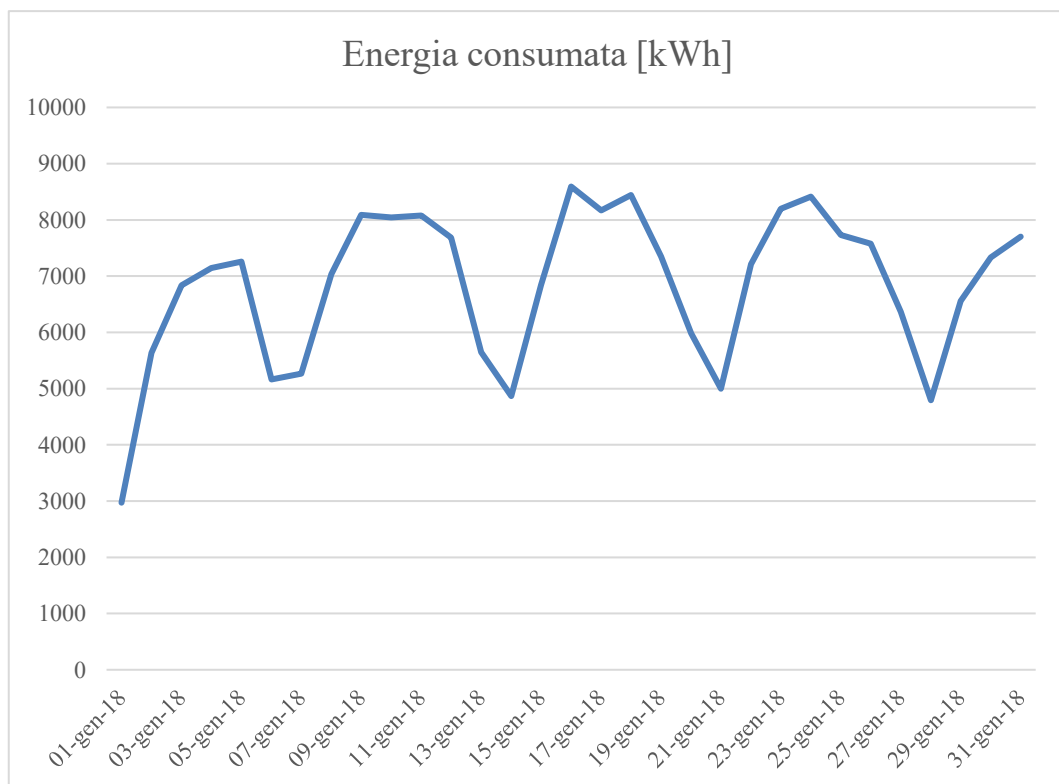
Pressione [bar]	T_{sat} [°C]
1	-26,37
2	-10,09
3	0,6527
4	8,91
5	15,71
6	21,55
7	26,69

In base alle condizioni dell'aria ambiente quindi si potrà condensare a temperature diverse. È consigliata comunque una condensazione con acqua, sia per la minima spesa energetica sia per poter espandere fino a pressione di condensazione minore in turbina.

5. Analisi economica

In questo breve capitolo si procede ad analizzare con gli opportuni indici la validità economica di un investimento che vede la turbina Tesla come espansore.

Prendendo in considerazione uno dei casi più ottimistici, una sala compressori di una nota acciaieria della zona (della quale sono stati gentilmente forniti i dati sul monitoraggio del consumo dei compressori), può avere una potenza totale installata superiore ai 500kW, generando in totale circa 350 kW di potenza termica di scarto. Si considera l'energia elettrica assorbita dalla sala compressori in un mese tipo, come riportato dal grafico che raffigura i dati rilevati dal monitoraggio mensile della sala compressori:



Dai dati forniti si evince che il consumo annuo della sala compressori è stato di 2,33 GWh di energia elettrica. Con stime verosimili si può considerare che la quantità di energia termica recuperabile dalla sola sala compressori sia di 1,5GWh termici,

considerando che non tutte le macchine dispongono di scambiatore esterno per il recupero termico.

Installando un ciclo ORC con turbina Tesla, con rendimento del 3% come stima probabile da quanto si evince dal capitolo precedente, in un'ottica cautelativa, si avrebbe una generazione elettrica da ciclo ORC di 45000kWh, pari all'1,9% dell'energia consumata.

Passando ad una stima di carattere economico, un impianto ORC capace di sfruttare tale risorsa frutterebbe, al netto dei costi di installazione e di manutenzione, 6750 € all'anno, considerando una valutazione dell'energia elettrica a 15cent€/kWh.

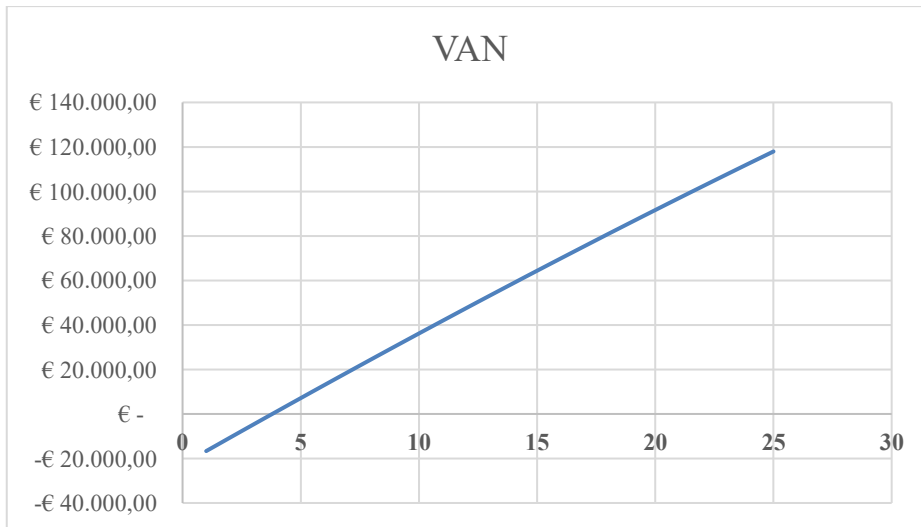
Il costo d'investimento iniziale è così composto:

- Allestimento impianto ORC: €15000
- Design e costruzione turbina (molto variabile): €5000
- Costo di manutenzione annuo: €700
- Costo gas refrigerante: €2200

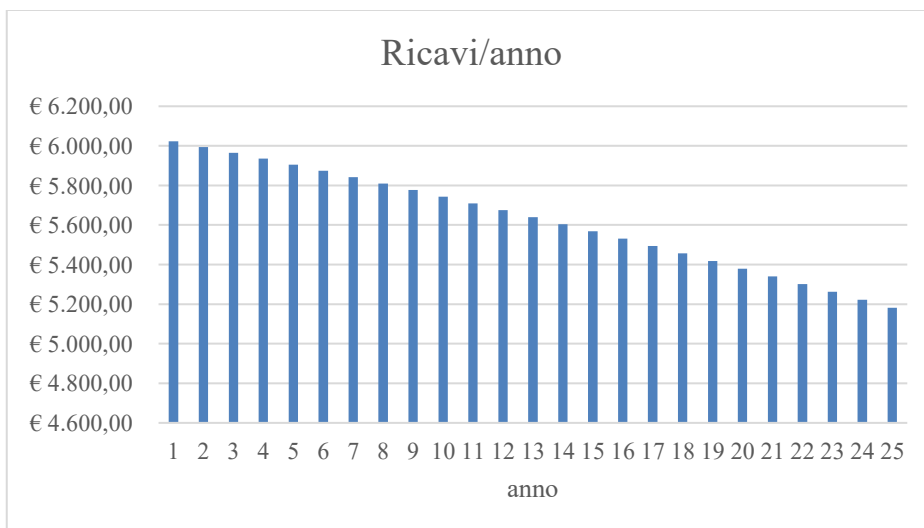
Un investimento che considera:

- numero di anni: 25
- energia prodotta in kWh del primo anno: 45000 kWh
- Investimento iniziale: 22900€
- Costo manutenzione annuo: €700
- Costo del gas refrigerante: €2200
- Tasso di incremento del costo dell'energia: 6%
- Tasso di inflazione: 3%
- Tasso di sconto: 6%
- Nessun incentivo
- Costo dell'energia elettrica: 0,15€/kWh

Porta ad un VAN:



Con dei flussi di cassa attualizzati visibili dal seguente grafico:



L'investimento risulta interessante, in via teorica infatti si avrebbe un tempo di ritorno relativamente breve, inferiore ai 4 anni. Il calcolo considera tutte le spese per la manutenzione, la riduzione delle prestazioni della macchina e l'aumento del costo dell'energia secondo i tassi descritti in precedenza. Ulteriore punto a favore della turbina Tesla è il suo possibile abbinamento con il meccanismo dei certificati bianchi relativo alle pratiche sull'efficientamento energetico dei compressori industriali. I cicli ORC di norma infatti non hanno accesso diretto a questo metodo di incentivazione, l'abbinamento del ciclo però con il recupero termico dei

compressori può portare all'ottenimento di titoli di efficienza energetica per aver, di fatto, migliorato l'efficienza della macchina.

Il meccanismo dei certificati bianchi prevede infatti l'ottenimento di titoli di efficienza energetica in base ai tep risparmiati su base annua, titoli che sono vendibili poi sul mercato GME. Ogni titolo ad oggi frutta circa 250€ all'anno, per 5 anni: da un rapido calcolo quindi si evince, considerando l'ottenimento di 8 titoli di efficienza energetica all'anno (ogni tep risparmiato equivale un TEE), che il ricavo annuo derivante da certificati bianchi sarebbe di circa 2000€, per un totale di 10000€ nei 5 anni. Questo metodo di incentivazione, essendo ancora incerto in questo ambito poiché il decreto sui certificati bianchi non prevede un innesto di un prototipo di questo tipo su una sala compressori, non è stato preso in considerazione nell'analisi economica, anche se è probabile l'ottenimento di questo tipo di incentivi laddove venga presentata la richiesta.

VAN	€
	117.952,19
tep risparmiati anno	8,35
tonCO2_risp_anno	19,35
tep risparmiati vita	189,86
tonCO2risp vita	439,83
PB	
anni	mesi
3	10

La turbina Tesla di questo studio è stata quindi contestualizzata in diversi scenari possibili, che devono essere di spunto ai più svariati campi applicativi possibili: oltre al recupero termico derivante da compressori a vite con raffreddamento ad

olio, una fonte energetica possibile per un ORC di questo tipo può essere una qualsiasi macchina di processo che utilizzi energia e la rilasci sottoforma di calore ad almeno 70-80°C.

In questo senso la zona industriale di Arzignano, ad esempio, è molto calzante in quanto le tantissime concerie operanti nel territorio (il distretto conciario arzignanese vede infatti oltre 450 realtà nel campo della concia delle pelli), rappresentano un bacino enorme per l'installazione di un ciclo ORC anche a bassa temperatura.

6. Conclusioni

La tesi si proponeva di indagare la possibilità di sfruttare il calore di scarto derivante da separatori aria/olio posti all'interno di compressori a vite, per attivare un ciclo ORC (Organic Rankine Cycle) per produzione elettrica. È stato creato quindi un modello analitico tramite software EES sia per la stima della potenza e del rendimento della macchina operante con aria, sia per l'intero ciclo ORC con turbina Tesla. Si è creato un test-rig per testare la turbina con aria per confrontare i risultati ottenuti dal modello analitico con aria e si è messo in servizio un impianto ORC per i futuri test con il fluido organico. La parte sperimentale è stata complessa nella sua parte di prototipazione della turbina, in particolare per i problemi di tenuta del fluido operativo: dopo aver sperimentato alcune soluzioni a giunto meccanico, si è optato per la soluzione di un accoppiamento turbina – generatore di tipo magnetico.

I principali risultati di questo studio sono:

1. Tramite i dati sperimentali è stata dimostrata l'affidabilità del modello teorico, colmando, in parte, il deficit di dati sperimentali relativi a tale tipologia di espansore
2. L'analisi di letteratura e i risultati sperimentali evidenziano che i parametri di progetto più significativi in ordine di importanza sono: Mach ingresso turbina, numero di dischi di rotore e loro geometria, velocità di rotazione, rapporto tra il diametro interno e il diametro esterno dei dischi, spazio tra i dischi.
3. Si ritiene che la tecnologia della turbina Tesla, operante con temperature molto basse, sia competitiva anche in ottica di un abbinamento con il meccanismo di incentivazione dei Certificati Bianchi relativi ai compressori, costituendo di fatto un aumento dell'efficienza della macchina. Come si evince dal capitolo sull'analisi economica il tempo di ritorno di un impianto di questo tipo è generalmente inferiore ai 4 anni. La robustezza della macchina, unita al suo bassissimo costo e alla sua capacità autopulente, alla sua flessibilità di utilizzo e alla sua semplicità di

costruzione, consentono di utilizzare questa tecnologia per valorizzare cascami termici anche di bassa entità, in modo sostenibile sia dal punto di vista ambientale che economico.

4. È stata confermata, in via preliminare, la possibilità di utilizzare la turbina Tesla per produzione elettrica da cascami termici, anche di modesta entità. In particolare il prototipo realizzato operante con aria ha prodotto 240W di potenza con rendimento del 9%, con una macchina di diametro 225mm con 13 dischi di rotore; i valori appena descritti sono molto migliorabili: la Potenza in via teorica può raggiungere i 600W solamente aumentando il numero di dischi da 13 a 35; aumentando la velocità di rotazione (bilanciando il giunto magnetico), inoltre, il dato sulla potenza prodotta aumenta ancora.

L'analisi teorica del ciclo ORC ha potuto fornire elementi importanti sul design e sulle considerazioni da fare per il prossimo prototipo, che sulla base di questa tesi sarà costruito dall'azienda. I possibili sviluppi futuri sono:

- 1) Maggior numero di dischi per raggiungere potenze più elevate.
- 2) Modifica dello sviluppo assiale dell'ugello, per migliorarne le prestazioni.
- 3) Velocità di rotazione più alta del giunto magnetico.

Per concludere, la turbina Tesla rimane una grande opportunità per i cicli ORC a bassa temperatura, soprattutto per la sua economicità e la sua facilità di progettazione e costruzione. La turbina esistente, dalla valutazione di questo studio, è ampiamente migliorabile per alcune caratteristiche della sua geometria, ampiamente discusse in precedenza, ma è facilmente migliorabile nei punti indicati.

A livello teorico, la turbina Tesla oggetto di studio, con le opportune modifiche, potrà collocarsi nelle moltissime attività industriali che vedono i compressori come sorgenti di calore di scarto per l'attivazione di un ciclo ORC che, seppur con parametri operativi e rendimenti modesti, può essere competitivo per via della sua grande economicità e praticità di utilizzo.

7. Appendice

Nell'appendice si riporta la validazione di alcuni modelli teorici utilizzati in questo studio con due studi di letteratura.

Per validare il modello, si procede al confronto con Rice (13).

Si prendono in esame due tra i casi proposti in tabella 2 dell'articolo citato del professor Rice (13), per avere un doppio confronto. Le unità di misura obbligano alle conversioni che seguono per il mio modello:

Pressione		Temperatura		Portata di massa		Velocità	Potenza		Rendimento
psig	bar	°F	°C	lb/min	kg/s	rpm	hp	W	[%]
100	6,895	175	79,44	4,38	0,033	9000	1,49	1111,093	21,6
60	4,13	165	73,89	4,05	0,03	8000	1,13	843	21,2

La prova di Rice era con 11 dischi e uno spazio tra dischi pari a 1mm.

I risultati del modello in EES sono di

Pressione		Temperatura		Portata di massa		Velocità	Potenza		Rendimento
psig	bar	°F	°C	lb/min	kg/s	rpm	hp	W	[%]
100	6,895	175	79,44	4,38	0,033	9000	1,49	1114	21,93

60	4,13	165	73,89	4,05	0,03	8000	1,13	874	21,7
----	------	-----	-------	------	------	------	------	------------	-------------

Confronto con Manfrida. Nella trattazione proposta da (6) si propone un modello senza i parametri adimensionali, che si ferma alla sola espressione delle equazioni differenziali, del quale si vuole emulare la trattazione nel confronto che segue, allo scopo di validare il modello ORC.

Dati:

- Il fluido operativo è l'aria.
- Pressione in ingresso rotore 1 bar
- Temperatura 95°C
- Portata di massa di canale 0,00194 kg/s
- Velocità 6300 rpm
- diametro di ingresso rotore 0,1778 m
- Diametro di uscita 0,0772 m
- Spazio tra dischi 0,32 mm
- Mach_ingresso 1

Nell'articolo considerato si rilevava una potenza prodotta di 40,8 W per canale, mentre dai questi risultati si ha una potenza prodotta di 41,8 W per canale. La differenza, seppur non molto significativa, va ricercata nelle mie assunzioni per il calcolo della pressione di uscita rotore, come il calcolo della densità e nel calcolo

del numero di Mach in ingresso: si vede che nel grafico di questo articolo la velocità in questo punto raggiunge i 300 m/s circa, mentre la velocità del suono nell'aria nelle condizioni del punto 2 è di 384 m/s.

Il numero di Mach in uscita è di 0,1243, contro lo 0,1168 dell'articolo presentato all'ECOS 2016.

Passando ai grafici, il confronto è il seguente:

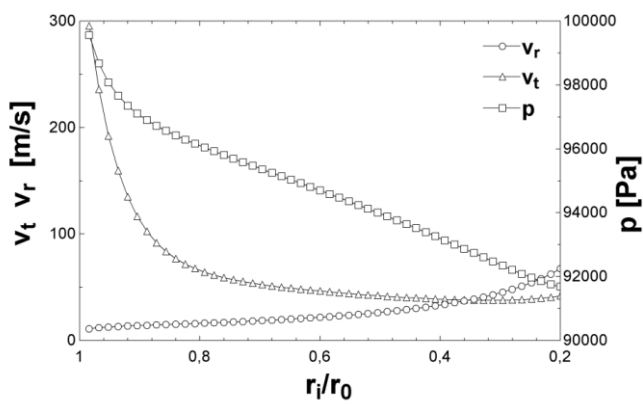
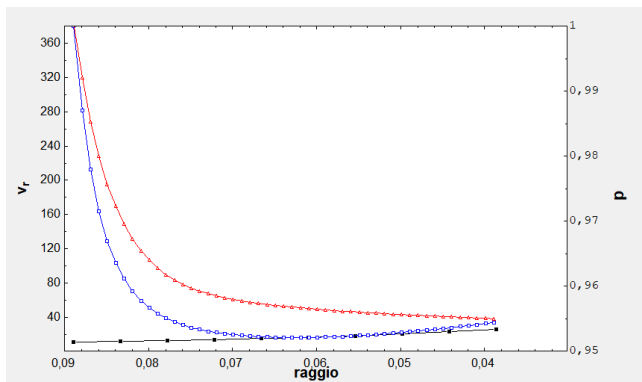


Figura 9 Figura 1 Ecos 2016



Mentre v_t (rosso) e v_r (nero) hanno lo stesso andamento dell'articolo, la pressione presenta una curva diversa, seppur con risultato molto simile a quello proposto da Manfrida.

8. Bibliografia

1. Nellis, Stanford Klein and Gregory. *Mastering EES*. s.l. : F-Chart, 2012.
2. Wikipedia. [Online] https://it.wikipedia.org/wiki/Nikola_Tesla.
3. Tesla, Nikola. *Turbine. Patent No. 1 061 206*. United States, 1913.
4. ORC World Map. [Online] <https://orc-world-map.org/analysis.html>.
5. *Computational investigation of the flow inside a Tesla turbine rotor*. L.Ciappi, D.Fiaschi, P.H. Niknam, L.Talluri. 2019, Energy - Elsevier.
6. *Fluid Dynamics Assessment of the Tesla Turbine Rotor*. Giampaolo Manfrida, Lorenzo Talluri. 2016, ECOS 2016.
7. *A theory of Tesla disc turbines*. S. Sengupta, A. Guha. Kharagpur, India : s.n., 2012.
8. *Assesment of tesla Turbine Performance for Small Scale Rankine Combined Heat and Power Systems*. Carey, Van P. University of California : s.n., 2010.
9. *Heat resources and organic Rankine cycle machines*. Tchance, Pétrissans, Papadakis. 2014, ELSEVIER.
10. Turboden. [Online] <https://www.turboden.com/applications/1053/waste-heat-recovery>.
11. Vandin, Fabio. *La turbina Tesla nelle applicazioni cogenerative di piccola taglia*. s.l. : UNIPD, A.A. 2011/2012.
12. [Online] https://www.fgas.it/Download/1651/DPR_146_2018.pdf.
13. *An Analytical and Experimental Investigation of Multiple-Disk Turbines*. Rice, Warren. Arizona State University : s.n., 1965.

14. Stanford Klein, Gregory Nellis. *Mastering EES*. s.l. : F-Chart Software, 2012.
15. Nellis, S.A. Klein - G.F. *THERMODYNAMICS*. s.l. : Cambridge University Press, 2011.
16. *One-dimensional model analysis and performance assessment of Tesla turbine*. Jian Song, Xiao-dong Ren, Xue-song Li, Chun-wei Gu, Ming-ming Zhang. Beijing : Tsinghua University, 2018.
17. A. Cavallini, M. Sovrano. *Elementi di Gasdinamica*. Padova : Edizioni Progetto Padova, 2012. ISBN 978 88 96477 29 8.
18. *The design of a test rig and study of the performance and efficiency of a Tesla disc turbine*. A. Guha, B. Smiley. Bristol, UK : University of Bristol, UK, 2008.
19. *Experiment and analysis for an improved design of the inlet and nozzle in Tesla disc turbines*. A. Guha, B. Smiley. Bristol, UK : s.n.
20. *Performance estimation of Tesla turbine applied in small scale Organic Rankine Cycle (ORC) system*. Jian Song, Chun-wei Gu, Xue-song Li. Tsinghua University – Beijing : s.n., 2016.
21. *Analytical and numerical Solutions of the Rotor Flow in Tesla Turbines*. Schosser, Lecheler, Pfitzner. 2016, Periodica Polytechnica Mechanical Engineering, p. 12 - 22.
22. *Design and optimization of a Tesla turbine for ORC applications*. L. Talluri, D. Fiaschi, G. Neri, L. Ciappi. Firenze : Applied Energy, 2018.
23. *Improvement of a Theoretican analysis for Tesla Turbines*. Deng, Qi, Feng.
24. IE, Idel'chik. *Handbook of hydraulic resistance, coefficients of local resstance and of friction*. 1960.
25. *Characterisation of a small viscous flow turbine*. Lemma E, Deam R, Toncich D, Collins R. 96–105, 2008, Vol. Exp Therm Fluid Sci.

26. *Experiment and analysis for an improved design of the inlet and nozzle in Tesla disc turbines.* A. Guha, B. Smiley. Bristol : Power and Energy, 2009, Vol. 224.

27. SKF. <https://www.skf.com/it/products/bearings-units-housings/principles/bearing-selection-process/operating-temperature-and-speed/friction-powerloss-startingtorque/index.html>. [Online]