



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA
Dipartimento di Ingegneria Industriale DII
Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica

Studio di fattibilità di un intervento di
recupero termico da fumi da gassificazione di
car fluff

Relatore:

Dott. Ing. Anna Stoppato

Laureando:

Filippo Zuolo

1177903

Anno Accademico 2018/2019

SOMMARIO

INTRODUZIONE	I
1. CAR-FLUFF	1
2. RICHIESTA DEL COMMITTENTE	7
2.1. ANALISI DEI DATI	8
3. GENERATORE DI VAPORE A RECUPERO	13
3.1. ACQUA DEMINERALIZZATA	13
3.2. OLIO DIATERMICO	19
3.3. TIPOLOGIE DI CALDAIA A RECUPERO	20
4. MACCHINE PER LA PRODUZIONE DI ENERGIA ELETTRICA.....	29
4.1. TURBINA A VAPORE.....	29
4.2. ESPANSORE A VITE	35
4.3. CICLI RANKINE A FLUIDI ORGANICI (ORC).....	39
5. DEFINIZIONE DEI CICLI TERMODINAMICI.....	43
5.1. CICLO A VAPORE D'ACQUA CON TURBINA	43
5.2. CICLO ESPANSORE A VITE	46
5.3. CICLO RANKINE A FLUIDO ORGANICO	48
6. DIMENSIONAMENTO DI MASSIMA DEGLI SCAMBIATORI DI CALORE	51
6.1. SCAMBIO TERMICO LATO FUMI	51
6.2. SCAMBIO TERMICO LATO FLUIDO OPERATIVO	54
6.3. COEFFICIENTE DI SCAMBIO TERMICO GLOBALE	56
7. DEFINIZIONE DELLE GEOMETRIE.....	57
7.1. GENERATORE DI VAPORE PER TURBINA A VAPORE	58
7.2. GENERATORE DI VAPORE PER L'ESPANSORE A VITE.....	68
7.3. CALDAIA AD OLIO PER CICLO RANKINE A FLUIDO ORGANICO	75
8. OFF-DESIGN	81
8.1. GENERATORE DI VAPORE A SERVIZIO DELLA TURBINA.....	81
8.2. GENERATORE DI CALORE A SERVIZIO DELL'ESPANSORE A VITE.....	89
8.3. CALDAIA AD OLIO	93
9. QUADRO ECONOMICO	97
9.1. BILANCIO SEMPLIFICATO DELLA SOLUZIONE A TURBINA	102

9.2.	BILANCIO SEMPLIFICATO DELLA SOLUZIONE AD ESPANSORI	106
9.3.	BILANCIO SEMPLIFICATO DELLA SOLUZIONE ORC.....	110
10.	CONCLUSIONI.....	114
11.	BIBLIOGRAFIA	117

INTRODUZIONE

Il presente lavoro ha studiato una proposta di impianto nata con il duplice intento di recepire le ultime direttive europee sul recupero dei rifiuti derivanti dalla dismissione dei veicoli e la volontà di rendere maggiormente profittevole il loro smaltimento.

Con la legislazione sempre più attenta al recupero dei rifiuti, si è infatti assistito all'apertura di nuovi mercati e nuove possibilità energetiche.

La Direttiva Europea 2000/53/EC pubblicata nel 2000 nella Gazzetta Ufficiale Europea e revisionata nel 2016 prevede un reimpiego e recupero del 95% della massa degli autoveicoli circolanti.

L'elevata mole di veicoli circolanti ha permesso di far nascere e crescere un mercato del recupero termico di tali materiali finora destinati al conferimento in discarica.

Nell'impianto in esame tale recupero è effettuato attraverso la gassificazione dei rifiuti stessi e successiva combustione del syngas prodotto.

Lo studio effettuato nelle successive pagine si concentra sulle possibili opzioni di recupero termico per la produzione di energia elettrica.

La richiesta del committente è di avere un impianto che recuperi il calore dei fumi in grado di soddisfare i fabbisogni energetici dell'impianto stesso quantificati in un range da 1.2 a 1.5 MWe.

Lo scopo principale dell'impianto resta però la gassificazione dei rifiuti. Per tale motivo è anche richiesta una temperatura dei fumi all'uscita dalla caldaia idonea all'essiccazione del materiale di alimento dell'impianto.

L'essiccazione verrà effettuata per incrementare l'efficienza della gassificazione riducendo il calore necessario per far raggiungere ai rifiuti la temperatura idonea.

Sono però previsti anche futuri sviluppi e ampliamenti dell'impianto. Infatti è anche richiesta la possibilità di ottenere vapore o acqua a temperatura ancora utile per alimentare successivi processi in cascata. Tale richiesta non è però fondamentale per il committente in questa fase della progettazione.

Per determinare le effettive potenzialità del recupero termico si è reso necessario un dimensionamento di massima delle superfici degli scambiatori dei generatori di vapore a recupero e della caldaia ad olio diatermico.

Infatti le soluzioni proposte sono state molto diverse dal punto di vista operativo e di gestione.

Come si potrà verificare durante la lettura dello studio, una turbina a vapore è una macchina rigida, molto indicata per produrre grandi quantità di energia elettrica e recuperare calore in modo efficiente.

Gli espansori a vite, invece, sono macchine meno efficienti soprattutto a causa del principio fisico con il quale estraggono l'energia dal fluido che è molto diverso e meno efficiente rispetto a quello sfruttato dalle turbine. La minor efficienza è però controbilanciata da una maggiore facilità nella gestione dei carichi variabili e da una minor necessità di manutenzione.

L'ultima opzione proposta per il recupero termico è l'utilizzo di un impianto a fluido organico. Questo tipo di impianti ha vantaggi e svantaggi derivanti per la maggior parte dal tipo di fluido utilizzato.

Normalmente essi adoperano fluidi con temperature critiche non molto elevate che permettono l'utilizzo di oli diatermici per ottenere buone temperature (dell'ordine dei 300°C) mantenendo basse pressioni di esercizio.

Da un punto di vista termodinamico l'efficienza di una turbina a vapore di buona qualità non è raggiungibile da un impianto ORC, e nemmeno da un espansore a vite. La tecnica, però, fa comprendere che il divario nella gestione e manutenzione tra le macchine è elevato premiando per la loro semplicità gli espansori, tanto che spesso può essere conveniente rinunciare ad un guadagno per ridurre una spesa.

Anche l'economia degli impianti non porta in maniera netta la scelta su di una soluzione assoluta.

Valutando solamente i principali componenti d'impianto, le principali spese e i guadagni, tutte le soluzioni sembrano fattibili.

La vera scelta è da fare a monte. Bisogna definire lo scopo principale di questo impianto e la sua principale fonte di sostentamento.

Se si vuole produrre energia, la turbina a vapore è la scelta ottimale per entrare nel mercato energetico.

Se ci si vuole concentrare sulla gassificazione e sul recupero dei rifiuti, espansori a vite e cicli Rankine a fluidi organici sembrano la scelta ottimale.

Su tutto domina la gestione dell'impianto a monte, la gassificazione. La scelta fondamentale è se essa deve produrre il calore necessario alla produzione dell'energia elettrica, o deve seguire l'andamento dell'offerta di rifiuti.

1. CAR-FLUFF

Il Car-fluff (o Automobile Shredder Residue – ASR) è un sottoprodotto degli impianti di recupero dei materiali ferrosi dagli scarti degli autoveicoli dismessi. Tali impianti recuperano la parte ferrosa degli autoveicoli per il riciclo e la reimmissione del materiale così ottenuto nella filiera dei metalli. Ciò che resta da questo recupero è un insieme di metalli non-ferrosi e plastiche.

La composizione del Car-fluff può essere molto variabile, essendo molto diversi i modelli di automobili presenti sui mercati del mondo. Una composizione media è stata ricavata da Joung nel 2007 [1].

Tale composizione prevede materiali tessili (25%), plastiche (23%), spugne (17%) sabbie ed inerti (circa 16%). La frazione organica usualmente include gomme, plastiche, fibre tessili naturali.



Figura 1- deposito di Car Fluff (G. Mancini [2])

La Direttiva Europea 2000/53/EC pubblicata nel 2000 nella Gazzetta Ufficiale Europea e revisionata nel 2016 all'articolo 7 comma 2 paragrafo b impone che “entro il 1° gennaio 2015, per tutti i veicoli fuori uso la percentuale di reimpiego e recupero sia almeno il 95 % del peso medio per veicolo e per anno; entro la stessa data la percentuale di reimpiego e riciclaggio sia almeno dell'85 % del peso medio per veicolo e per anno”.

La direttiva, per la definizione di “recupero” si affida all'allegato II parte B della direttiva 75/442/CEE ora abrogata dall'articolo 20 della Direttiva CEE/CEE/CE 5 aprile 2006, n. 12.

In tale Direttiva, all'allegato II B – OPERAZIONI DI RECUPERO, una definizione di “recupero” è data dal punto R1: “Utilizzazione principale come combustibile o come altro mezzo per produrre energia”.

Si può quindi constatare come la comunità europea stia spingendo per rendere virtuoso il ciclo di vita dei veicoli con il riciclo prima e con il recupero poi.

Le possibilità di sfruttamento energetico della dismissione degli autoveicoli sono proporzionali al parco automobilistico di una nazione. I veicoli circolanti, infatti, hanno comunque un tempo di vita limitato e dunque tutti i veicoli circolanti potranno un giorno diventare, in parte, fonte energetica e risorsa.

Secondo studi statistici del Ministero delle Infrastrutture e dei Trasporti italiano datati 25/02/2017 il numero di autoveicoli circolanti in Italia sarebbe di 44,353,086 unità e quello dei motoveicoli 7,094,979 unità.

Considerando la massa media degli autoveicoli in Italia pari a 1050 kg [4] la massa totale delle sole autovetture in Italia è di 46,570,740 tonnellate.

Materiale	%	Massa (kg)
acciaio	59	619,5
zinco, rame, magnesio, piombo	2	21
gomma	5,6	58,80
ghisa	6,4	67,20
alluminio	8	84
plastica	9,3	97,65
adesivi e vernici	3	31,5
vetro	2,9	30,45
tessili	0,9	9,45
fluidi	0,9	9,45
miscellanea	2	21
Totale autovettura	100	1.050

Figura 2- composizione in percentuale e massa di un autoveicolo medio. Fonte rapporto ISPRA 2008 [4]

Secondo alcuni studi la frazione di car fluff utilizzabile per il recupero termico in una autovettura è di poco superiore al 20% [3] della massa totale.

Da queste considerazioni, nei prossimi anni, potrebbero essere complessivamente disponibili poco più di 9,314,000 tonnellate di car fluff. Se si considera un tempo di rinnovo del parco automobilistico pari a 10 anni è possibile stimare una quantità annua di 931,400 tonnellate di car fluff disponibili sul mercato.

Per effettuare una stima della risorsa energetica è necessario conoscere le proprietà termiche del car fluff.

I ricercatori G. Mancini, R. Tamma e P. Viotti, in un loro articolo del 2010 hanno eseguito analisi sulla gassificazione di car fluff usandolo in diverse dosi insieme ad altri rifiuti derivanti dallo smaltimento degli elettrodomestici.

Nel loro studio è stata anche usata una tipologia di carico composta al 100% da car fluff che è risultato avere un potere calorifico inferiore medio di $4469 \frac{kcal}{kg \text{ s.s.}}$ corrispondenti a circa $5200 \frac{kWh}{ton \text{ s.s.}}$.

Da queste valutazioni l'energia termica derivante dal car fluff estraibile dai rottami delle automobili circolanti in Italia risulta pari a 48.40 TWh. Secondo una ricerca statistica dell'UNRAE (Unione Rappresentanti Autoveicoli Esteri) il riammodernamento del parco automobilistico italiano, con gli attuali ritmi di sostituzione, richiederebbe 14 anni. Si può quindi stimare, conservando le precedenti ipotesi, un'energia disponibile da car fluff in Italia di circa 3.457 TWh all'anno.

Il valore ottenuto si riferisce alla totale dismissione degli autoveicoli attualmente circolanti. Questo ovviamente non è possibile, ma permette di stimare l'energia disponibile in questo settore.

Una tecnica per recuperare ed utilizzare tale energia è la gassificazione del car fluff e la successiva combustione dei gas prodotti.

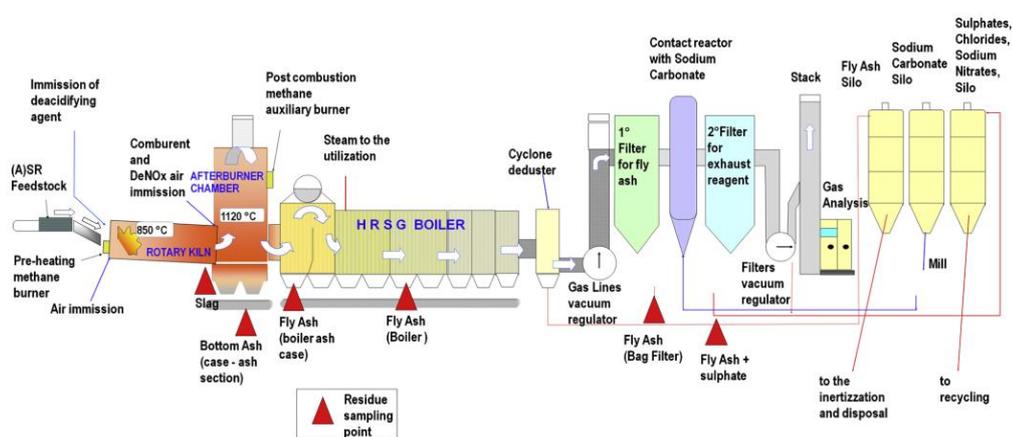


Figura 3- impianto tipo di trattamento del car fluff per gassificazione [3]

La gassificazione è un processo termico che avviene a temperature comprese tra i 700 e i 900 °C con percentuali d'aria generalmente comprese tra il 30 ed il 40%, quindi in difetto d'aria.

L'utilizzo di aria, invece che di ossigeno puro, introduce l'elemento azoto nella miscela di gas che si formano nel gassificatore. La presenza di azoto riduce il potere calorifico del syngas prodotto. Questo effetto è negativo considerando il potere calorifico del materiale di partenza, che come detto, si attesta attorno ai $5.20 \frac{kWh}{kg \text{ s.s.}}$ (contro i $13.10 \frac{kWh}{kg}$ del metano [5]). C'è però da considerare che l'utilizzo di ossigeno puro è subordinato all'installazione di unità di separazione dell'aria, molto costose e poco convenienti negli impianti per il recupero termico dei rifiuti.

In queste condizioni di difetto d'aria non si ha la combustione del materiale, ma la produzione di un gas detto *syngas* e la formazione di ceneri.

Il *syngas* così prodotto deve essere bruciato in un reattore successivo per sfruttarne il potere calorifico. Infatti il calore prodotto dalla sua combustione permette di mantenere il processo di gassificazione attivo e di produrre altro *syngas* dal nuovo materiale introdotto nel gassificatore.

Normalmente sono anche presenti dei bruciatori ausiliari alimentati a gas naturale dalla rete per poter mantenere il processo di gassificazione e post-combustione dei residui solidi anche durante il trattamento di rifiuti con basso potere gassificante.

Secondo dati sperimentali, dalla camera di gassificazione potrebbe uscire una massa di scorie pari a circa il 18% della massa di alimento del gassificatore e il 2% di ceneri [3].

L'ulteriore combustione di questi scarti porta ad avere una massa di inerti pari al 4-5% della massa di *car fluff* in ingresso [3].

Gli studi di G.Mancini [2] evidenziano, inoltre, un'emissione di $1.33 \frac{ton_{CO_2}}{ton_{comb}}$ per le cariche composte solamente da *car fluff*.

Le emissioni di anidride carbonica non sono però le uniche emissioni rilevabili. Il *car fluff*, per la sua natura variabile, ha una composizione non costante durante il funzionamento dell'impianto. Di conseguenza, anche le emissioni non sono costanti nell'arco dell'anno.

Secondo gli studi di Mancini, però, un impianto funzionante a solo *car fluff* può mantenere le emissioni al camino inferiori ai valori di legge utilizzando adeguati sistemi di filtraggio.

Synthesis of stack emissions.

Parameter	Emission values (mg/Nm ³)	Italian Legislative Decree. 133/2005 Limits
CO	5	50 daily mean–100 half-hour mean
Total dust	1–2	10 daily mean–30 half-hour mean
Organic substances	<10	10 daily mean–20 half-hour mean
HCl	<5	10 daily mean–60 half-hour mean
HF	<1	1 daily mean–4 half-hour mean
SO ₂	10	50 daily mean–200 half-hour mean
NO _x	80–100	200 daily mean–400 half-hour mean
Cd + Tl	<0.01	0.05 daily mean
Hg	<0.02	0.05 daily mean
Sb + As + Pb + Cr + Co + Cu + Mn + Ni + V + Sn	<0.1	0.5 mg/m ³ hourly sum mean
PCDD + PCDF (ng/Nm ³)	<0.05	0.1 ng/m ³ sum on 8 h
IPA	0.001	0.01 mg/m ³ sum on 8 h

Figura 4- tabella dell'articolo di G. Marncini [2] riguardante le emissioni al camino dell'impianto considerato nel suo articolo

In ultima analisi si può affermare che il recupero termico dei rottami dagli autoveicoli è un processo utile, non solo a livello energetico, ma anche ambientale, se ben gestito. I rifiuti gassificati e bruciati, infatti, sarebbero conferiti in discarica tal quali con elevato impatto ambientale nel lungo periodo.

Bisogna inoltre prendere in considerazione i vantaggi economici ed ambientali nel recupero dei materiali riciclabili prima dell'ottenimento del car fluff.

2. RICHIESTA DEL COMMITTENTE

La richiesta di studio è la fattibilità termodinamica, tecnica ed economica del recupero del calore di fumi prodotti da un impianto di gassificazione di Car-fluff in fase di realizzazione.

Il regime di funzionamento dell'impianto è molto variabile per sua natura e difficilmente prevedibile. Sono stati comunque forniti dal committente alcuni dati tecnici sul futuro impianto di gassificazione utili per l'analisi:

- portata di fumi di progetto: $60.000 \frac{Nm^3}{h}$
 - con una variabilità del +10%/-30%
 - minimo del 30% sulla portata garantita dai bruciatori a gas metano presenti per avviare e mantenere attivi i reattori dell'impianto.

Questa specifica deriva dalla possibilità per questo impianto di distruggere rifiuti a basso potere gassificante (bassa produzione di syngas).
- Temperatura di uscita dei fumi dai gassificatori di progetto (ingresso caldaia a recupero): 820°C
 - Massima 850°C
 - Minima 800°C
- La temperatura di uscita dalla caldaia a recupero dovrebbe essere compresa tra la temperatura di 200°C e 180°C. Il calore residuo prima di ottenere fumi a temperature idonee ai trattamenti di pulizia sarà usato in un economizzatore per il riscaldamento di aria esterna per essiccare i rifiuti o immettere aria calda nei gassificatori:
 - Temperatura di uscita dei fumi media richiesta 190°C
- Si vuole mantenere la pressione massima di esercizio del circuito ad acqua al di sotto dei 26 bar(a) per non dover utilizzare tubi di acciaio alto-legati e mantenere così indicativamente bassi i costi del piping. Il valore di 26 bar per il livello di bassa pressione è stato indicato dal fornitore della turbina a vapore
- Si accetta una completa condensazione dopo l'espansione del vapore
 - Anche se un futuro recupero di vapore espanso è da considerare possibile

- La richiesta di potenza elettrica per l'autoconsumo prevista si attesta tra 1.2MWe e 1.5MWe (valori indicativi)

2.1. ANALISI DEI DATI

Per analizzare i dati forniti si è deciso di creare delle matrici di casi studio.

I casi studio sono il risultato della combinazione di diversi fattori utilizzati come input:

$$\begin{array}{lll}
 t_{in,max} = 850^{\circ}C & t_{out,max} = 200^{\circ}C & \dot{V}_{in,max,f} = 66'000 \frac{Nm^3}{h} \\
 t_{in,design} = 820^{\circ}C & t_{out,design} = 190^{\circ}C & \dot{V}_{in,design,f} = 60'000 \frac{Nm^3}{h} \\
 t_{in,min} = 800^{\circ}C & t_{out,min} = 180^{\circ}C & \dot{V}_{in,min,f} = 42'000 \frac{Nm^3}{h} \\
 & & \dot{V}_{in,gas,f} = 18'000 \frac{Nm^3}{h}
 \end{array}$$

Considerando che il valore della portata di fumi attesa all'ingresso della caldaia a recupero è fornito in normal-metri cubi, è stata necessaria una conversione attraverso la formula:

$$\dot{V}_f = \dot{V}_0 \cdot \left(\frac{T_f}{T_0}\right) \cdot \left(\frac{p_0}{p_f}\right) \quad (1)$$

Si è considerato il fatto che la portata espressa in $\left[\frac{Nm^3}{h}\right]$ (\dot{V}_0) si riferisce alle condizioni normali fissate a $0^{\circ}C$ e $1atm$ ($T_0 = 273.15 K$ e $p_0 = 101325 Pa$).

Le condizioni dei fumi sono riferite alla pressione atmosferica e alla temperatura di ingresso dei fumi nella caldaia nel design ($T_f = 1093 K$ e $p_f = 101325 Pa$).

Ne risultano le portate corrette:

$$\begin{array}{l}
 \dot{V}_{in,max,f} = 264133 \frac{m^3}{h} \\
 \dot{V}_{in,design,f} = 240121 \frac{m^3}{h} \\
 \dot{V}_{in,min,f} = 168085 \frac{m^3}{h} \\
 \dot{V}_{in,gas,f} = 72036 \frac{m^3}{h}
 \end{array}$$

Molti studi indicano una composizione indicativa del syngas. Sicuramente esso contiene idrogeno, ossido di carbonio metano ed azoto [6] in proporzioni estremamente variabili in base al materiale utilizzato per la sua produzione. Il car-fluff, infatti, non ha una composizione costante. In assenza, quindi, di indicazioni precise e specifiche relative alla composizione del syngas, le proprietà termodinamiche dei fumi sono state considerate equivalenti alle proprietà dell'aria secca alle condizioni di ingresso alla caldaia e calcolate con il programma Refprop.

$$\rho_{air} = \rho_f \cong 0.32 \frac{kg}{m^3} \quad C p_{air} = C p_f \cong 1.16 \frac{kJ}{kg K}$$

Si è quindi potuta calcolare la portata di massa dei fumi prevista all'ingresso nei diversi casi considerati con la formula:

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{V}_f \cdot \rho_{air}}{3600} \quad (2)$$

$$\dot{m}_{in,max,f} = 23.68 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_{in,design,f} = 21.53 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_{in,min,f} = 15.07 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_{in,gas,f} = 6.46 \frac{kg}{s}$$

La potenza termica sfruttabile nella caldaia è quindi rappresentata dall'equazione:

$$q_f = \dot{m}_f \cdot C p_f \cdot \Delta t_f \cdot \eta_{caldaia} \quad (3)$$

Per definire le matrici dei calcoli e dei risultati sono state considerate tutte le combinazioni tra temperatura di ingresso dei fumi e di uscita. Dalle combinazioni si sono ottenuti nove valori di differenze di temperatura:

$$\begin{aligned} t_{in,min} - t_{out,max} &= 800 - 200 && \rightarrow \Delta t_1 = 600 \text{ } ^\circ\text{C} \\ t_{in,min} - t_{out,design} &= 800 - 190 && \rightarrow \Delta t_2 = 610 \text{ } ^\circ\text{C} \\ t_{in,min} - t_{out,min} &= 800 - 180 && \rightarrow \Delta t_3 = 620 \text{ } ^\circ\text{C} \\ t_{in,design} - t_{out,max} &= 820 - 200 && \rightarrow \Delta t_4 = 620 \text{ } ^\circ\text{C} \\ t_{in,design} - t_{out,design} &= 820 - 190 && \rightarrow \Delta t_5 = 630 \text{ } ^\circ\text{C} \\ t_{in,design} - t_{out,min} &= 820 - 180 && \rightarrow \Delta t_6 = 640 \text{ } ^\circ\text{C} \\ t_{in,min} - t_{out,max} &= 850 - 200 && \rightarrow \Delta t_7 = 650 \text{ } ^\circ\text{C} \\ t_{in,min} - t_{out,design} &= 850 - 190 && \rightarrow \Delta t_8 = 660 \text{ } ^\circ\text{C} \\ t_{in,min} - t_{out,min} &= 850 - 180 && \rightarrow \Delta t_9 = 670 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Dalle considerazioni fatte ed utilizzando un rendimento della caldaia a recupero del 95% (0.95) è stata calcolata la matrice delle potenze termiche disponibili:

	Δt_1	Δt_2	Δt_3	Δt_4	Δt_5	Δt_6	Δt_7	Δt_8	Δt_9
$\dot{m}_{in,gas,f}$	4262	4333	4404	4404	4476	4576	4618	4689	4760
$\dot{m}_{in,min,f}$	9946	10111	10277	10277	10443	10609	10774	10940	11106
$\dot{m}_{in,design,f}$	14208	14445	14682	14682	14918	15155	15392	15629	15866
$\dot{m}_{in,max,f}$	15629	15889	161450	161450	16410	16671	16931	17192	17452

Tabella 1- potenze termiche disponibili nella caldaia a recupero espresse in kW

Si fa notare che il valore evidenziato in rosso nella tabella 1 è il valore calcolato nelle condizioni considerate di progetto. Sfruttando le precedenti considerazioni sul car fluff è possibile stimare un consumo di materia prima dell'impianto in queste condizioni.

Si ha infatti che la portata calcolata all'uscita dell'impianto di gassificazione è di $21.53 \frac{kg}{s}$ pari a $77508 \frac{kg}{h}$ di fumi.

L'energia dei fumi totale in ingresso risulta quindi:

$$E_f = \dot{m}_f \cdot C_{p_f} \cdot (t_{in,f,design} - t_{amb}) \cdot \Delta\tau = 21.53 \cdot 1.16 \cdot (820 - 20) \cdot 1$$

$$\cong 20 MWh_{th}$$

La massa di car fluff (in sostanza secca) necessaria all'ingresso dell'impianto è determinabile attraverso il potere calorifico del car fluff precedentemente definito:

$$m_{car\ fluff} = \frac{E_f}{PCI_{car\ fluff}} = \frac{20000}{5.2} = 3840\ kg\ s.s.$$

Poiché la massa calcolata è necessaria per la produzione di fumi per un'ora, essa può essere scritta come una portata di massa in ingresso all'impianto. Si ottiene dunque un consumo di car fluff pari a $3.85 \frac{ton\ s.s.}{h}$.

Ovviamente tale calcolo si basa solamente su considerazioni energetiche fatte utilizzando dati medi e non prendendo in considerazione le perdite di processo che ovviamente saranno presenti.

Dagli studi di G.Mancini [2] l'emissione di anidride carbonica per la gassificazione nell'impianto considerato risulta di:

$$e_{CO_2} = \dot{m}_{car\ fluff} \cdot f_{emissione} = 3.85 \cdot 1.33 = 5.12 \frac{ton_{CO_2}}{h}$$

Considerando infine un numero di ore di funzionamento pari a 8000 h l'emissione annuale di anidride carbonica risulta:

$$e_{annuale} = e_{CO_2} \cdot h = 5.12 \cdot 8000 = 40960 \frac{ton_{CO_2}}{y}$$

3. GENERATORE DI VAPORE A RECUPERO

D'ora in avanti la trattazione sarà incentrata sull'analisi del recupero termico dei fumi in uscita dall'impianto di gassificazione.

Questo perché la richiesta del committente è di recuperare i fumi prodotti da un impianto già progettato.

Il principale elemento per il recupero termico è il generatore di vapore a recupero.

Lo scopo della caldaia è quello di trasferire il calore dei fumi ad un fluido che diventerà il fluido operativo dell'impianto di produzione di energia elettrica.

Un'altra opzione è l'utilizzo di una caldaia ad olio diatermico. L'olio sarà quindi il fluido termovettore dell'impianto.

I fluidi considerati in questa analisi saranno:

- ☞ Acqua demineralizzata
- ☞ Olio diatermico

3.1.ACQUA DEMINERALIZZATA

Per caratterizzare l'acqua demineralizzata e distinguerla da quella grezza, si fa riferimento alla conduttività elettrica della stessa. La conduttività è infatti legata alla quantità di sali disciolti nell'acqua.

Per conduttività di una sostanza si intende la capacità o il potere di condurre o trasmettere calore, elettricità o suono. L'unità di misura più comune per la conduttività elettrica è il Siemens per metro [S/m] e suoi sottomultipli.

L'acqua viene classificata in:

1. Grezza (da pozzo, falda, acquedotto)
2. Addolcita $>100 \mu\text{S}/\text{cm}$
3. Demineralizzata $50 \mu\text{S}/\text{cm}$
 - Osmotica (con Osmosi) circa $10 \mu\text{S}/\text{cm}$
 - Ultra pura (con letti misti) $<1 \mu\text{S}/\text{cm}$

Il primo passaggio per la demineralizzazione dell'acqua di alimento della caldaia è la rimozione delle particelle solide in sospensione. Ciò avviene attraverso decantazione per gravità (per i corpi di elevate dimensioni) e successivamente per filtraggio.

Successivamente è necessario il suo addolcimento.

3.1.1. ADDOLCIMENTO

Per addolcimento si intende il processo chimico per ridurre la durezza dell'acqua.

La durezza è rappresentativa della quantità di sali di Calcio e Magnesio disciolti nell'acqua stessa.

Nello specifico la durezza dell'acqua è misurata in gradi francesi (°f) ed esiste la corrispondenza di:

$$1\text{ }^\circ f = 10 \frac{mg_{CaCO_3}}{\text{litro}} = 10\text{ ppm}$$

In base alla durezza esistono diverse classificazioni dell'acqua [7]:

<i>Classificazione</i>	<i>Concentrazione [ppm]</i>	<i>Durezza [°f]</i>
<i>Dolce</i>	10 ÷ 80	1 ÷ 8
<i>Media</i>	120 ÷ 200	12 ÷ 20
<i>Dura</i>	240 ÷ 320	24 ÷ 32
<i>Durissima</i>	360 ÷ 400 e oltre	36 ÷ 40 e oltre

Tabella 2- classificazione delle acqua in base alla durezza

A temperature superiori agli 80-100°C la durezza dell'acqua diminuisce. Questo effetto è dovuto alla trasformazione dei bicarbonati in carbonati che precipitano formando delle incrostazioni. I sali solubili rimasti costituiscono la durezza permanente dell'acqua. La presenza di carbonato di calcio è rischiosa all'interno degli impianti di produzione di energia elettrica basati sulla produzione di vapore a causa della formazione di incrostazioni dovute alla precipitazione dei sali.

Queste incrostazioni non solo riducono lo scambio termico globale, ma riducono la sezione di passaggio disponibile per l'acqua nella tubazione.

La riduzione della sezione di passaggio porta ad aumenti localizzati di velocità con aumento delle perdite di carico totali oltre alla possibile formazione di ostruzioni. Questo fenomeno risulta tanto rischioso quanto più la pressione di esercizio è elevata esponendo l'impianto ad incrementi di pressione localizzati che potrebbero sfociare in esplosioni a causa delle elevate forze in gioco. Per questo motivo esistono dei limiti di tolleranza nella concentrazione di carbonato di calcio nell'acqua di alimento degli impianti [8]:

<i>Pressione di esercizio [bar]</i>	<i>Massima concentrazione tollerabile di $CaCO_3 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$</i>
≤ 20	$5 \cdot 10^{-3}$
$20 < p \leq 40$	$5 \cdot 10^{-4}$
$40 < p \leq 150$	$2 \cdot 10^{-4}$

Tabella 3- valori limite di concentrazione di Carbonato di Calcio

Inoltre, anche la silice contribuisce alla formazione delle incrostazioni anche se in modo meno marcato. Anche per questo sale esistono dei limiti indicativi al variare della pressione di esercizio dell'impianto [8]:

<i>Pressione di esercizio [bar]</i>	<i>Massima concentrazione tollerabile di $SiO_2 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$</i>
≤ 20	0.1
$20 < p \leq 40$	0.05
$40 < p \leq 60$	0.035
$60 < p \leq 100$	$8 \cdot 10^{-3}$
$100 < p \leq 150$	$1.5 \cdot 10^{-3}$
> 150	$5 \cdot 10^{-4}$

Tabella 4- valori limite di concentrazione di Ossidi di Silice

Nell'acqua sono poi presenti anche sali non incrostanti, ma che in elevate concentrazioni possono creare disagi nella gestione dell'impianto, ad esempio formazioni di schiume o ebollizione tumultuosa che possono sfalsare le letture degli strumenti, soprattutto quelli di livello.

L'eliminazione dei sali per l'addolcimento dell'acqua si effettua con diverse tecniche:

- metodo della Calce-Soda:
 - reattivo con soluzione di Idrato di Calcio $Ca(OH)_2$: usato inizialmente per ridurre la durezza temporanea (quella cioè causata dai biossidi);

- reattivo con soluzione di Carbonato di Sodio Na_2CO_3 : usato per abbassare la durezza permanente. Produce scarichi fortemente alcalini ($pH \cong 10$) che possono dar luogo a fragilità caustiche dei materiali ed intasamenti. A volte si utilizza una ricarbonizzazione con anidride carbonica per abbassare il pH
- metodo al Solfato Trisodico $NaPO_4$: è un processo più costoso, ma riduce ulteriormente la durezza dell'acqua;
- metodo delle resine scambiatrici di ioni per Addolcimento (Cationiche): metodo economico per basse portate e bassa concentrazione di sali all'ingresso. Esse scambiano in modo reversibile ioni con l'acqua creando composti che vengono assorbiti. Una volta sature devono essere rigenerate

3.1.2. DEMINERALIZZAZIONE

Questo è uno stadio successivo all'addolcimento. Permette l'eliminazione di quasi tutti i sali. I metodi principali sono due:

- l'utilizzo di Resine Anioniche
- L'osmosi inversa

3.1.3. OSMOSI INVERSA

L'osmosi inversa è un processo che inverte un normale processo naturale attraverso la fornitura di lavoro esterno.

Posta una membrana semipermeabile tra due soluzioni a diversa concentrazione si innescherà una migrazione dei sali dalla soluzione più ricca a quella meno ricca (con più bassa concentrazione di sali), come evidenziato in Figura 5.

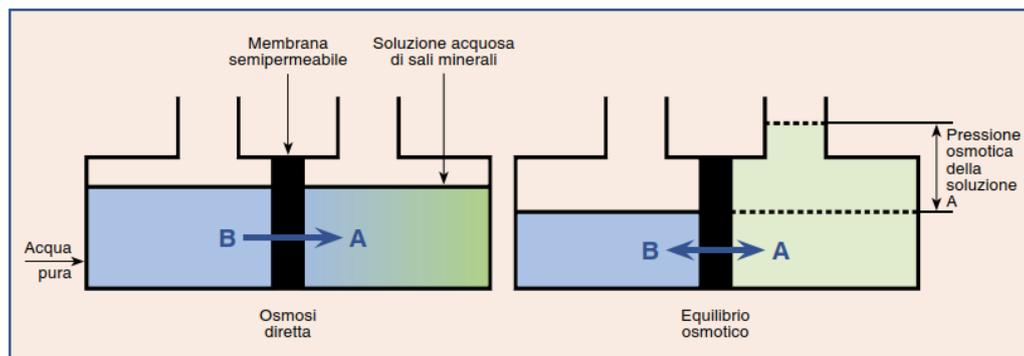


Figura 5- schema dell'osmosi. Tratta dall'articolo "Le acque di alimento caldaie a vapore" del costruttore Beretta Gualtiero

Una volta raggiunto l'equilibrio, la pressione dovuta alla differenza di livello raggiunta viene detta pressione osmotica.

Tale pressione è calcolabile considerando che una soluzione a bassa concentrazione equivale ad un gas ideale:

$$P_o = R \cdot T \cdot C \quad (4)$$

Dove:

- R è la costante universale dei gas perfetti
- T è la temperatura della soluzione espressa in Kelvin
- C è la concentrazione della

soluzione espressa in

$$\frac{g_{\text{solute}}}{100 g_{\text{acqua}}}$$

Il processo risulta invertibile applicando alla soluzione più ricca di sali una pressione esterna maggiore di quella osmotica (Figura 6).

Con questo processo si ottiene l'acqua demineralizzata detta Osmotica.

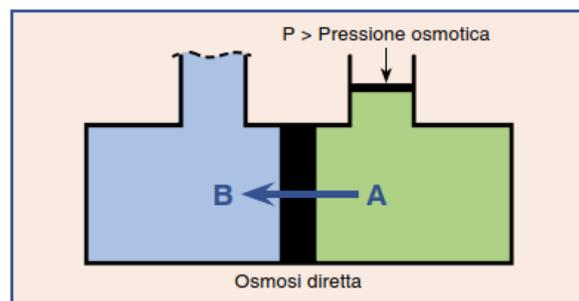


Figura 6- osmosi inversa. Tratta dall'articolo "Le acque di alimento caldaie a vapore" del costruttore Beretta Gualtiero

3.1.4. RESINE ANIONICHE

Queste resine sono chiamate Anioniche perché in grado di trasformare i sali di Calcio e Magnesio nei rispettivi acidi. Le principali reazioni sono mostrate nella seguente figura tratta dal Manuale dell'ingegnere Nuovo Colombo.

Con R-H si indicano le resine cationiche, con R-OH quelle anioniche:

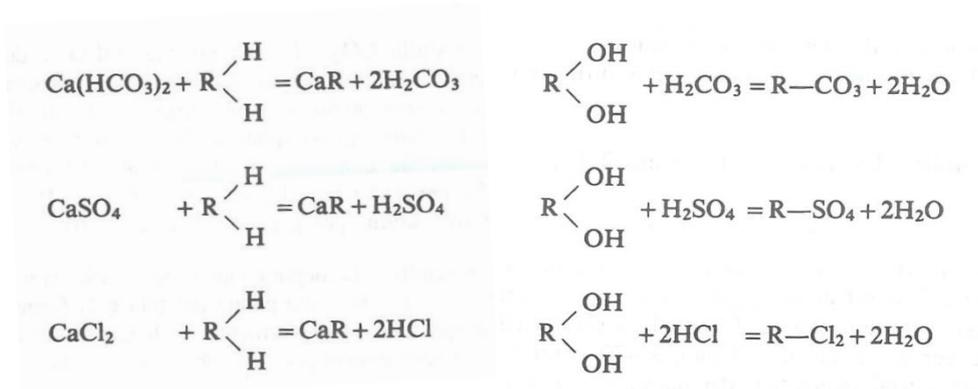


Figura 7- processi chimici nell'uso delle resine anioniche per la demineralizzazione dell'acqua

Questo trattamento permette di ottenere l'acqua demineralizzata detta Ultra Pura.

La successiva immagine illustra uno schema tipo di trattamento dell'acqua alimento per la sua demineralizzazione:

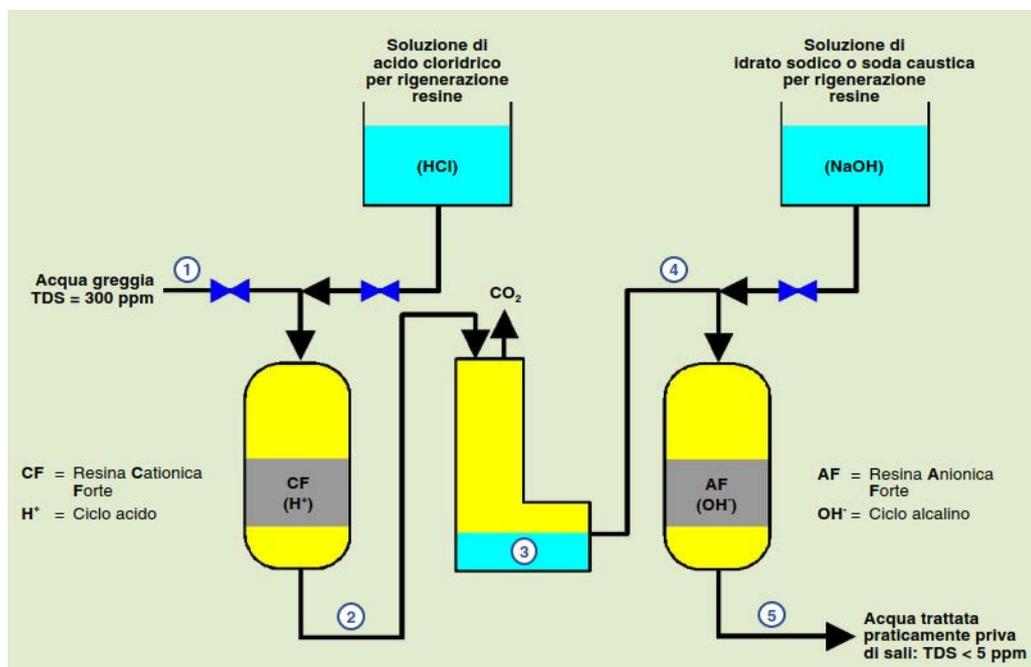


Figura 8- impianto tipo per la demineralizzazione dell'acqua alimento. Tratta dall'articolo "Le acque di alimento caldaie a vapore" del costruttore Beretta Gualtiero

L'acqua demineralizzata può essere usata nel ciclo a vapore anche se, durante il suo percorso all'interno delle tubazioni, dovranno essere presenti dei punti di spurgo per l'eliminazione dei fanghi dovuti alla precipitazione dei sali rimasti.

Il trasporto dell'acqua demineralizzata deve avvenire in tubazioni di Acciaio inossidabile poiché esso è più resistente alla corrosione da parte dell'acqua demineralizzata. La bassa presenza di sali e la basicità rendono infatti l'acqua demineralizzata corrosiva per gli acciai al carbonio.

L'aggiunta di deossigenanti, prodotti chimici per l'abbattimento delle schiume e per il calo del pH nel degasatore, rende l'acqua demineralizzata adatta per il contatto con gli acciai al carbonio.

Visto il basso contenuto di sali che l'acqua deve avere nell'impianto dopo la demineralizzazione, per i calcoli verranno considerate le proprietà dell'acqua pura ricavate con il programma Refprop.

3.2. OLIO DIATERMICO

Gli oli diatermici sono molto usati nel settore industriale come fluidi per lo scambio termico principalmente per la possibilità di ottenere elevate temperature pur mantenendo bassi i livelli di pressione dell'impianto (riducendo la resistenza richiesta dai materiali e aumentando la sicurezza).

Gli oli possono avere origine naturale (minerali) o artificiale (sintetici).

Non è possibile definire delle proprietà comuni a tutti gli oli in quanto esse variano in base alla composizione dell'olio sviluppata dalla ditta produttrice o dalla sua origine in natura.

Si può però affermare che gli oli diatermici vanno incontro ad un calo delle prestazioni termiche più o meno repentino a causa della loro degradazione.

La degradazione termica di un olio, indipendentemente dalla tipologia, si ha quando le molecole ricevono una quantità di calore maggiore rispetto al limite sopportabile dal legame chimico. Tale fenomeno è detto *cracking*.

Il suo manifestarsi è legato alla combinazione di due fattori principali:

- ◆ Velocità dell'olio nelle tubazioni non sufficiente (formazione di zone a maggior temperatura)
- ◆ Flusso termico elevato

Il punto più critico è la superficie interna del tubo entro cui l'olio scorre.

Imponendo che la temperatura su tale superficie non superi di $25 \div 30$ °C quella media dell'olio uscente dalla caldaia, e comunque sia inferiore di $30 \div 40$ °C di quella di cracking dell'olio impiegato, si eviterà la decomposizione termica e la conseguente formazione di depositi carboniosi (che a loro volta ricoprendo le superfici dei tubi di uno strato cattivo conduttore di calore, esaltano i fenomeni di surriscaldamento locale).

Da questo limite, si evince un valore minimo ammissibile della velocità dell'olio, per un dato valore del flusso termico della caldaia prescelta, o viceversa un valore massimo ammissibile del flusso termico per una data velocità di circolazione dell'olio.

In linea del tutto generale si dovrebbe fare in modo che la velocità di circolazione nella zona di riscaldamento non siano inferiori al m/s ed in particolare:

$1.5 \frac{m}{s}$	Per temperature dell'olio in caldaia	$\leq 200 \text{ }^{\circ}\text{C}$
$2.5 \div 3 \frac{m}{s}$	Per temperature dell'olio in caldaia	$200 \div 300 \text{ }^{\circ}\text{C}$
$3 \frac{m}{s}$	Per temperature dell'olio in caldaia	$> 300 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Tabella 5- velocità consigliate per olio diatermico in caldaia onde evitare il fenomeno del cracking. Fonte Quaderno tecnico Girioni Naval s.p.a. "Specifiche tecniche caldaia ad olio diatermico"

Per questo motivo è preferibile usare gli oli diatermici solamente entro gli intervalli di temperatura indicati dai produttori e non sottoporli ad elevati gradienti termici (le differenze di temperatura ammissibili sono indicate dai produttori).

Gli oli diatermici sintetici, paragonati agli oli minerali, hanno una maggiore resistenza al cracking, ma una minore resistenza alla degradazione ossidativa (detta ossidazione). Si rende necessaria l'adozione di vasi pressurizzati con azoto, al posto dei serbatoi atmosferici, per evitare il contatto dell'olio sintetico con l'ossigeno dell'aria.

Per eseguire i calcoli ed i dimensionamenti di questa analisi si è utilizzato l'olio diatermico DELCOTERM[®] S DBT [9].

3.3. TIPOLOGIE DI CALDAIA A RECUPERO

Le tipologie di caldaie adatte al recupero termico dei fumi sono definite:

- a) A tubi di fumo
- b) A tubi d'acqua

All'interno di entrambe le tipologie sono presenti elevati gradienti termici dovuti al calore della fiamma o dei fumi che generano elevate dilatazioni termiche.

Per questo motivo sono sempre necessari accorgimenti per ridurre l'effetto nocivo delle dilatazioni che, se non correttamente previste e controllate, possono dar luogo ad elevati sforzi che causeranno rotture (anche a fatica).

Per ridurre gli sforzi istantanei è necessario prevederli, ad esempio, con pre-caricamenti o disassamenti programmati dei componenti. Per ridurre gli sforzi a fatica è necessario ridurre il numero di avviamenti (soprattutto da freddo) della caldaia.

3.3.1. CALDAIE A TUBI DI FUMO

Le caldaie a tubi di fumo prevedono il riscaldamento dell'acqua (o di un altro fluido) attraverso il passaggio dei fumi caldi all'interno di un fascio tubiero immerso in un recipiente contenente il fluido termovettore.

Il principale vantaggio di questa tipologia di caldaia è quello di avere uno scambio termico con i fumi a 360°. I fumi caldi non disperdono il loro calore verso l'esterno attraverso il mantello del corpo della caldaia.

Il calore dei fumi è quindi ceduto quasi integralmente all'acqua nel generatore.

Inoltre il passaggio dei fumi all'interno di una sezione limitata aumenta la loro velocità di scorrimento, aumentando di conseguenza lo scambio termico.

Si deve considerare però il fatto che una maggiore velocità comporta anche una maggiore perdita di carico che deve essere vinta dagli ausiliari.

Tale perdita di carico è inevitabile; per mantenere in sospensione eventuali particelle di sporco contenute nei fumi è necessario mantenere una velocità sostenuta degli stessi.

Quindi, per quanto riguarda il lato fumi, questo tipo di caldaia non presenta eccessive problematiche (l'interno dei tubi è più facilmente lavabile rispetto all'esterno).

Analizzando il lato del fluido operativo si riscontrano però le difficoltà principali.

Soprattutto per l'utilizzo di acqua (il fluido più comune) le dimensioni della caldaia influenzano enormemente l'investimento in materiali per la caldaia.

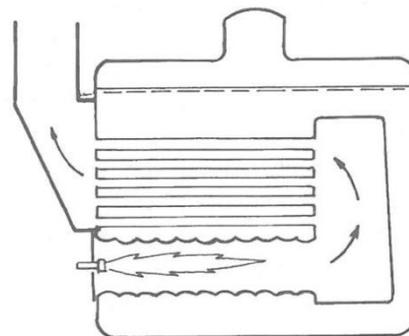


Figura 9- caldaia a tubi di fumo. Tratta dal manuale dell'ingegnere "Nuovo Colombo"

Nei normali cicli sfruttanti il vapor d'acqua essa è mantenuta in pressione per permetterle il raggiungimento di temperature elevate senza incorrere in fenomeni di ebollizione.

Secondo la formula di Mariotte:

$$s = \frac{p \cdot D}{2 \cdot \sigma_{amm}} \quad (5)$$

Dove:

- s è lo spessore del mantello del generatore [m]
- p è la pressione di evaporazione a cui viene mantenuta l'acqua [MPa]
- D è il diametro interno del mantello [m]
- σ_{amm} è la tensione ammissibile del materiale [$\frac{N}{mm^2}$]

lo spessore del mantello è direttamente proporzionale al diametro dello stesso e alla pressione del fluido all'interno.

Questo porta a spessori elevati che equivalgono a masse elevate con relativi costi, oltre ad aumentare i rischi nella gestione dell'impianto.

La grande quantità di fluido operativo presente nel generatore ne aumenta enormemente l'inerzia in funzione della capacità termica del fluido utilizzato.

L'elevata inerzia termica riduce, di fatto, la rapidità di risposta del generatore alle variazioni del carico rendendo impossibile sfruttare picchi termici di breve durata.

In definitiva i generatori a tubi di fumo sono adatti per:

- ✓ L'utilizzo di fumi senza particelle in sospensione
- ✓ Fumi con elevate pressioni a monte
- ✓ Basse pressioni di evaporazione
- ✓ Richieste dell'utenza costanti e fornitura di fumi caldi variabile con basse frequenze

3.3.2. CALDAIE A TUBI D'ACQUA

In questa tipologia di caldaia all'interno delle tubazioni è presente l'acqua (o eventualmente un altro fluido). I fumi passano al di fuori del tubo, spesso in flusso incrociato.

Sulla sommità delle caldaie è anche presente un corpo cilindrico per accogliere il vapore prodotto e separarlo dal liquido.

Si deve inoltre considerare che il generatore di vapore in esame ha lo scopo di recuperare il calore di fumi caldi e non il calore prodotto da una fiamma.

Questo aspetto elimina il problema dell'elevato flusso termico gravante sui tubi più vicini al focolare, dovuto all'irraggiamento della fiamma.

Mancando una fiamma nella caldaia a recupero, è possibile considerare tutti gli scambi termici in controcorrente per aumentare l'efficienza dello scambio termico.

Infatti in presenza di elevato scambio termico radiativo contemporaneo allo scambio termico convettivo con i fumi (per fiamme a temperature prossime e superiori ai 1000°C) l'utilizzo di scambiatori in equicorrente permette di ridurre il calore scambiato per convezione riducendo il rischio di raggiungere temperature sulla superficie del tubo prossime alle temperature di fusione del materiale (la temperatura di fusione dell'acciaio al carbonio è all'incirca 1530°C dal diagramma generale di equilibrio ferro-carbonio). Anche se non si raggiungesse la temperatura di fusione ci sarebbero comunque deformazioni dovute alla plasticizzazione del materiale.

Oltre agli aspetti termici, l'utilizzo di acqua dentro i tubi permette di avere anche altri vantaggi non trascurabili:

- Elevati coefficienti di scambio termico poiché l'acqua è in movimento
- Possibilità di utilizzare tubazioni di spessore minore visto che il diametro dei tubi in pressione è nettamente inferiore rispetto al diametro del mantello della caldaia a tubi di fumo

Mantenendo i vantaggi sopra descritti, esiste una ulteriore suddivisione delle caldaie a tubi d'acqua in base alla posizione dei tubi in cui scorre l'acqua.

3.3.3. TUBI D'ACQUA SUB-ORIZZONTALI

Si definiscono così le caldaie a tubi d'acqua in cui i tubi siano posizionati in orizzontale o leggermente inclinati (al di sotto dei 45°). Normalmente la disposizione prevede l'inclinazione a 15°.

Nel fascio tubiero possono essere posti dei diaframmi per far compiere ai fumi più passaggi attraverso il fascio.

L'inclinazione dei tubi è sfruttata per favorire la raccolta del vapore prodotto che, per differenza di densità rispetto al liquido, tende ad accumularsi in alto.

La differenza di densità può dar luogo anche a problematiche relative allo scambio termico durante l'evaporazione dell'acqua.

Con il progredire dell'evaporazione, infatti, aumenta il titolo di vapore ad indicare il calo della quantità di liquido.

Se la velocità del vapore all'interno dei tubi non è sufficiente il vapore non riesce a trascinare il liquido e può venir meno lo strato liquido in contatto con la parete interna superiore del tubo, riducendo lo scambio termico complessivo.

Questo comporta la possibilità di avere surriscaldamento delle pareti del tubo anche con flussi termici modesti.

Numerosi studi sono stati effettuati sulla differenza di temperatura tra la parte superiore e quella inferiore delle tubazioni e dalle prove sperimentali sono state ricavate delle velocità critiche per il moto bifase dentro tubi orizzontali lisci [10]. Al di sotto di questi valori (Figura 11), in generale, si manifesta il fenomeno della stratificazione, con conseguente scomparsa del film liquido a titoli elevati.

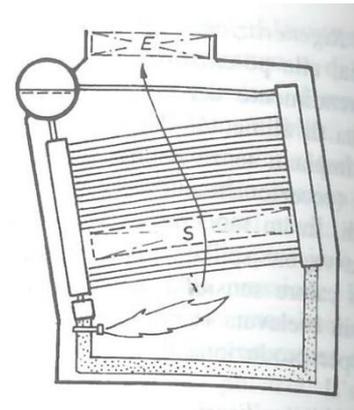


Figura 10- caldaia a tubi d'acqua sub-orizzontali. Tratta dal manuale dell'ingegnere "Nuovo Colombo"

	p (bar)					
	33,5	64,2	112,9	146	165	187
d=20 mm	2,71	2,47	2,11	1,82	1,63	1,37
d=40 mm	2,92	2,67	2,28	1,97	1,77	1,48
d=60 mm	3,06	2,8	2,38	2,06	1,85	1,55

Figura 11- Velocità critica per vaporizzazione di acqua- vapore d'acqua in tubo orizzontale in funzione di pressione p e diametro d [10].

I fenomeni di stratificazione sono la principale causa del limite di potenza in cui questa configurazione viene utilizzata.

Inoltre le velocità sostenute impongono elevate perdite di carico per mantenere un corretto funzionamento dell'impianto.

Questa tipologia di generatori è usualmente usata per potenze medio basse e produzioni di vapore limitate (generalmente non superiori alle 80t/h).

3.3.4. TUBI D'ACQUA SUB-VERTICALI

Sono così dette le caldaie a tubi d'acqua verticali o leggermente inclinati.

Il grande vantaggio di questa tipologia di caldaie è dovuto alla geometria del sistema e allo sfruttamento della forza di gravità.

Infatti i tubi verticali, durante l'evaporazione, non risentono della stratificazione delle fasi d'acqua dovuta alla forza di gravità. Questo permette di ottenere uno scambio termico efficiente.

Un altro aspetto non trascurabile è lo sfruttamento della spinta ricevuta dal fluido per la differenza di densità che si viene ad instaurare durante l'evaporazione.

Si può infatti definire la differenza di pressione all'interno dei tubi per effetto della differenza di densità come:

$$\Delta p_p = (\rho_l - \rho_v) \cdot g \cdot H \quad (6)$$

Dove:

- ρ_l è la densità del liquido
- ρ_v è la densità del vapore
- g è l'accelerazione di gravità
- H è l'altezza della tubazione di ricircolo

Se questa differenza di pressione è sufficiente a vincere le perdite di carico del sistema, è possibile sfruttare la circolazione naturale.

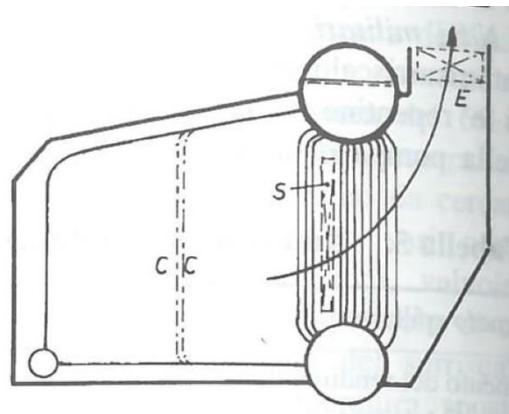


Figura 12- caldaia a tubi sub-verticali. Tratta dal manuale dell'ingegnere "Nuovo Colombo"

Con la circolazione naturale è teoricamente possibile non utilizzare delle pompe, anche se normalmente sono installate anche solo per motivi di sicurezza.

Se invece questa differenza di pressione non supera le perdite, si parla di circolazione forzata.

Utilizzare la circolazione forzata con elevate altezze delle tubazioni di ricircolo (e quindi elevate altezze della caldaia) permette di ridurre il diametro delle tubazioni senza aumentare i consumi delle pompe.

Infatti la differenza di quota, unita alla differenza di densità del fluido, aiuta il lavoro delle pompe per il superamento delle perdite di carico ed il raggiungimento della pressione di progetto.

Da un punto di vista geometrico, inoltre, queste caldaie occupano una superficie in pianta minore rispetto a quelle a tubi orizzontali, ma la maggiore altezza richiede opere civili più consistenti (fondazioni) per reggere una massa più concentrata, oltre alla necessità di considerare i carichi del vento laterali ed i carichi di punta dovuti alle masse in gioco ed alle superfici esposte.

Questa tipologia di caldaie è utilizzata per grandi potenze e per produzioni di vapore di qualche centinaia di tonnellate all'ora di vapore.

Il fatto che queste caldaie siano progettate soprattutto in altezza per sfruttare al massimo l'effetto della differenza di densità, le porta ad avere elevate dilatazioni lineari verso l'alto (ΔL). Esse sono proporzionali alla lunghezza complessiva (L) attraverso un coefficiente di dilatazione lineare proprio del materiale considerato (ε).

$$\Delta L = \varepsilon \cdot L \cdot \Delta T \quad (7)$$

3.3.5. CONSIDERAZIONI.

Durante questa trattazione si effettuerà un dimensionamento di massima della caldaia necessaria per verificarne la fattibilità costruttiva, il funzionamento ed il costo di investimento.

I calcoli saranno basati su di una caldaia a recupero a tubi d'acqua orizzontali. Le motivazioni di scelta sono le seguenti:

- I. Il calcolo della produzione di vapor d'acqua ha evidenziato una produzione di progetto di circa $17.5 \frac{ton}{h}$ in linea con le caldaie a tubi orizzontali;
- II. Si ottiene un risparmio nelle opere civili per quanto detto in precedenza;

- III. Lo scopo dell'impianto non è quello di produrre energia elettrica, ma di utilizzare calore scartato da un impianto già autonomo: sono accettate prestazioni meno elevate se richiedono un minor investimento e minor manutenzione dell'impianto (oltre a un minor monitoraggio);

3.3.6. NECESSITÀ DEL CONDUTTORE PATENTATO

Per la legislazione italiana un generatore di vapore con acqua pressurizzata a temperatura superiore ai 100°C necessita di un conduttore patentato. La circolare del 1 settembre 1974 n. 0191 afferma: “sono stati esaminati i problemi di sicurezza connessi agli impianti di acqua calda sotto pressione a temperatura superiore a 100° C (acqua surriscaldata), anche al fine di stabilire se gli stessi, in base alle vigenti disposizioni antinfortunistiche concernenti gli apparecchi a pressione, debbano essere sottoposti a misure di sicurezza comprendenti la continua sorveglianza di conduttore munito di patente, di grado corrispondente al tipo di apparecchiatura”.

Esistono tuttavia dei casi che prevedono l'esonero da questo obbligo per impianti con determinate caratteristiche di sicurezza. Tali casi sono riportati nel Decreto Ministeriale 22 aprile 1935, Norme integrative del regolamento approvato con R.D. 12 maggio 1927, n. 824, sugli apparecchi a pressione.

In alcuni casi le accortezze da prevedere per evitare la presenza del conduttore patentato risultano poco convenienti rispetto alla sua presenza.

I gradi del certificato per la conduzione dei generatori di vapore variano in base alla produzione di vapore nel generatore di vapore (secondo il Decreto Ministeriale 1 marzo 1974 Norme per l'abilitazione alla conduzione di generatori di vapore):

- I. il certificato di 1° grado abilita alla conduzione di generatori di vapore di qualsiasi tipo e di qualsiasi superficie;
- II. il certificato di 2° grado abilita alla conduzione di generatori di vapore di qualsiasi tipo, aventi una producibilità fino a 20 t/h di vapore;
- III. il certificato di 3° grado abilita alla conduzione di generatori di vapore di qualsiasi tipo, aventi una producibilità fino a 3 t/h di vapore;
- IV. il certificato di 4° grado abilita alla conduzione di generatori di vapore di qualsiasi tipo, aventi una producibilità fino a 1 t/h di vapore.

Quando la producibilità del generatore non è specificata, il decreto definisce un diverso metro di classificazione:

- 4° grado: valido per la conduzione di generatori di vapore aventi superficie di riscaldamento non superiore a 30 m²;
- 3° grado: valido per la conduzione di generatori di vapore aventi superficie di riscaldamento non superiore a 100 m².
- 2° grado: valido per la conduzione di generatori di vapore aventi superficie di riscaldamento non superiore a 500 m²;
- 1° grado: nessuna limitazione.

Un conduttore patentato è sicuramente necessario per il generatore di vapore necessario al progetto analizzato. Visto che la sua presenza deve essere costante durante tutto il funzionamento dell'impianto, e che l'ottenimento dei gradi maggiori prevede lunghi tirocini e formazione specialistica, progettare il generatore di vapore per rientrare nei casi di esonero o per avere produzioni di vapore entro le soglie previste dai gradi inferiori può risultare conveniente.

4. MACCHINE PER LA PRODUZIONE DI ENERGIA ELETTRICA

4.1. TURBINA A VAPORE

La turbina a vapore è forse la tecnologia più utilizzata per la conversione dell'energia del vapore in energia elettrica.

Queste macchine sono composte da schiere di pale rotoriche (in rotazione) e statoriche (fisse).

Il fluido, entrando nei canali formati dalle palettature statoriche, viene deviato dall'angolo α_0 all'angolo α_1 (Figura 13).

Nel suo moto il vapore attraversa sezioni di passaggio decrescenti che incrementano la velocità a discapito della pressione (che varia da p_0 a p_1) con vettori che variano da V_0 a V_1 .

Si ottiene così una velocità relativa ottenuta dalla somma vettoriale della velocità assoluta V e della velocità periferica delle pale rotoriche u .

Proprio le pale rotoriche deviano la velocità assoluta generando una deviazione della velocità relativa ed una variazione di pressione da p_1 a p_2 .

In base alla ripartizione della differenza di pressione sulla schiera statorica o rotorica, si possono definire due tipologie di stadio:

- ❖ Stadi ad azione: in cui tutto il salto di pressione è effettuato dalla schiera statorica di pale;
- ❖ Stadi a reazione: si ha una ripartizione del salto di pressione sulle due schiere di pale (normalmente equamente distribuito).

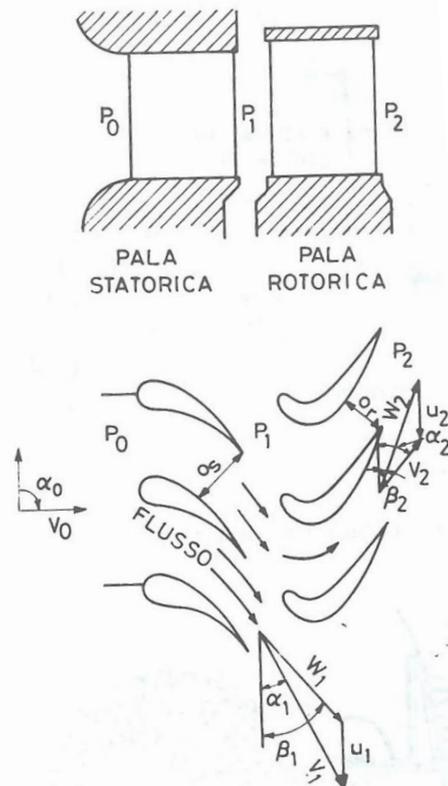


Figura 13- palettatura e triangolo delle velocità di uno stadio di turbina assiale. Tratta dal manuale dell'ingegnere "Nuovo Colombo"

Per questo motivo gli stati ad azione sono utilizzati per la regolazione della portata all'ingresso della turbina (sono facilmente regolabili con variazione dell'angolo di calettamento delle pale), mentre quelli a reazione realizzano la deviazione del moto del fluido.

Grazie a questa deviazione della velocità relativa (deflessione) è possibile estrarre energia dal fluido.

Si può dimostrare che tanto è maggiore la velocità del fluido e tanto più è possibile defletterlo poiché, all'aumentare della velocità, si riduce lo spessore dello strato limite sulla superficie della palettatura (strato in cui la velocità varia da un valore nullo, al valore della velocità indisturbata).

Esattamente come i profili alari la costruzione delle palette si basa sulla definizione di geometrie adatte per massimizzare il coefficiente di portanza che permette di trasformare la deflessione in spinta radiale (e quindi velocità di rotazione all'albero, nonché potenza meccanica).

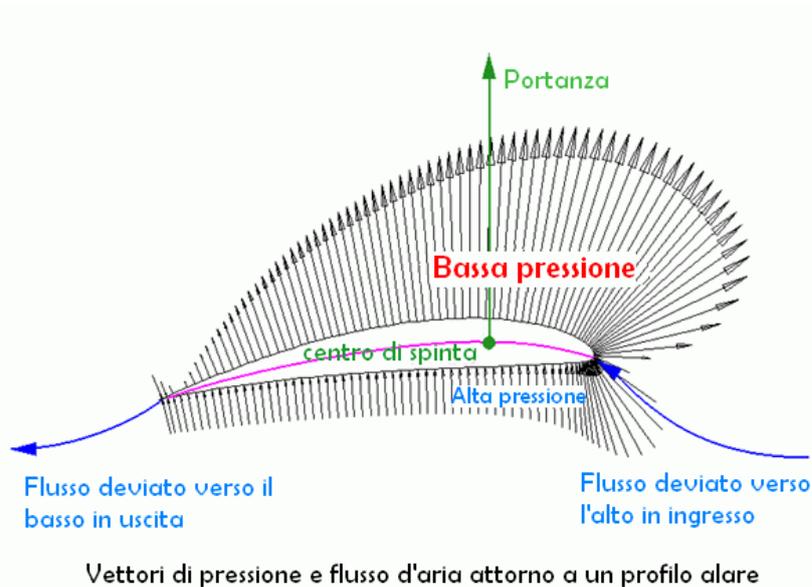


Figura 14- rappresentazione delle forze in gioco su di una pala con profilo alare.

Per ottenere livello di potenza adeguati a giustificare l'uso delle turbine a vapore sono necessarie elevate differenze di pressione (per il fluido, elevati salti entalpici). Questi salti entalpici devono essere effettuati con più stadi visto che la riduzione di pressione per ogni stadio non è molto elevata (all'incirca $1.5 \div 1.7 \text{ bar}$ per ogni stadio [11]).

Se si analizza la struttura di una turbina si possono osservare i seguenti principali componenti (Figura 15):

- ~ Cassa (involucro esterno)
- ~ Palettature statoriche
- ~ Palettature rotoriche
- ~ Albero motore

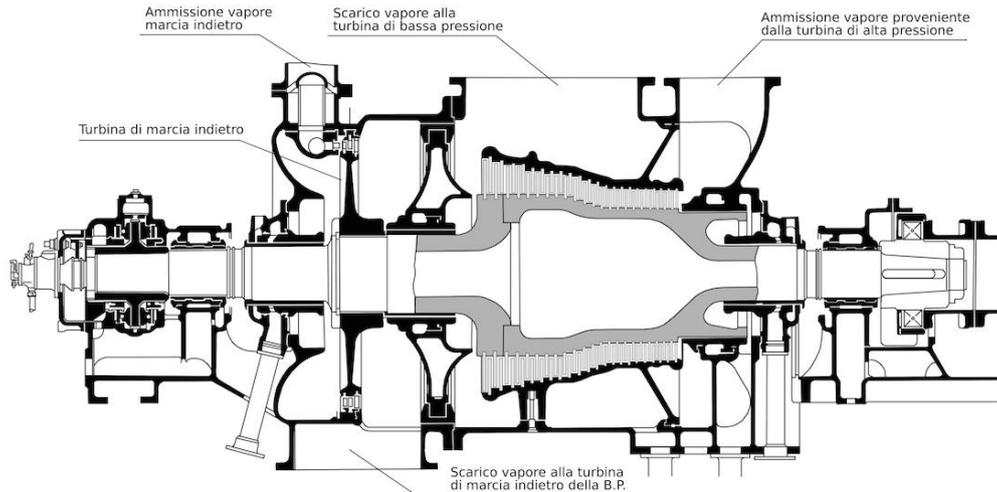


Figura 15- schema di una turbina di media pressione.

La cassa deve contenere il vapore e non farlo disperdere nell'ambiente. Essa è generalmente di grandi dimensioni dovendo alloggiare al suo interno tutto il corpo della turbina con le palette. Queste elevate dimensioni la sottopongono ad elevate spinte interne dovute alle pressioni (come visto in precedenza per le caldaie a tubi di fumo), anche se la pressione decresce al suo interno durante il processo di espansione.

Le elevate spinte sulla cassa richiedono elevati spessori della stessa.

Bisogna considerare anche che la temperatura interna alla turbina è notevolmente superiore rispetto a quella esterna. Questo gradiente termico, oltre a dispersioni (riducibili con isolamenti termici), provoca dilatazioni termiche differenziali tra interno ed esterno della cassa sottoponendo il materiale ad ulteriori sollecitazioni interne.

La temperatura ha un effetto dilatante anche sulle palettature che essendo strette e lunghe tendono a dilatarsi prevalente in direzione radiale. Per evitare contatti delle pale con la cassa, tali dilatazioni devono essere considerate in fase di progetto della turbina.

Viste le elevate velocità di rotazione raggiungibili (migliaia di giri al minuto) un contatto potrebbe essere distruttivo per le schiere di pale.

Le elevate velocità di rotazione impongono di utilizzare alberi motore con elevati diametri per resistere alla fatica, oltre che agli sforzi. A causa dell'elevato peso e della posizione dei cuscinetti (ai lati di ingresso ed uscita del gas), l'albero è soggetto a flessione statica durante le ore di fermo della macchina.

Per evitare deformazioni permanenti che alle elevate velocità genererebbero vibrazioni, l'albero deve essere sempre mantenuto in lenta rotazione se la macchina è in fermo.

Un altro aspetto determinante per la vita operativa di una turbina a vapore è la necessità di mantenere titoli di vapore elevati nel corpo della turbina. Ciò impone di avere all'ingresso vapore surriscaldato per scongiurare a fine espansione la presenza di gocce di liquido in sospensione nel vapore stesso che, nel tempo, possono provocare ingenti danni alle schiere di pale.

Infatti le gocce di liquido ricevono nel corpo della turbina forti accelerazioni che conferiscono loro una sempre maggiore energia cinetica. Tale energia si scarica sulle palette nel momento dell'impatto con esse danneggiando il materiale, non solo con sforzi impulsivi, ma anche, nel tempo, con affaticamento della struttura.

Per questa ragione il titolo di vapore allo scarico della turbina dovrebbe essere sempre mantenuto maggiore al 92% [12]. Il principale parametro che influenza il titolo di vapore all'uscita della turbina è la temperatura di fine surriscaldamento.

Poiché la turbina necessita di condizioni specifiche dell'acqua all'ingresso degli stadi di espansione, la temperatura di fine surriscaldamento deve essere sempre garantita prima dell'avvio della turbina. Questo richiede che tutto il calore del vapore surriscaldato prodotto prima del raggiungimento della temperatura operativa da parte dello stesso, sia smaltito. Si ha quindi che per l'utilizzo della turbina a vapore è necessario prevedere la presenza di un desurriscaldatore che, in caso di emergenza, sia anche in grado di smaltire tutto il calore del vapore surriscaldato.

La temperatura di surriscaldamento ha un vincolo superiore dovuto alla tipologia di materiale scelto per la costruzione delle schiere di pale. Normalmente il limite della temperatura di surriscaldamento si aggira attorno ai 540°C anche se per particolari applicazioni essa può raggiungere valori più elevati [11]. Queste temperature

permettono di ottenere i titoli di vapore desiderati anche quando l'espansione raggiunge valori di depressione (attorno agli 0.05 *bar*).

La complessità impiantistica e meccanica fa sì che sia necessaria una delicata ed attenta progettazione della macchina in base alle condizioni operative.

La necessità di mantenere condizioni operative costanti contrasta con l'utilizzo di tali macchine in impianti caratterizzati da ampie variazioni del carico termico utile alla produzione di vapore.

Volendo mantenere costanti le caratteristiche del vapore all'ingresso in temperatura e pressione, la grande variazione ai carichi parziali si ha sulla portata di vapore nella turbina.

La regolazione delle turbine a vapore avviene con l'utilizzo degli stadi di azione, normalmente i primi della macchina.

Questo è tanto vero quanto la turbina è utilizzata per la produzione di energia elettrica.

L'utilizzo di tali stadi permette di mantenere elevati rendimenti anche al variare della portata di vapore in ingresso alla macchina mantenendo il numero di giri dell'albero motore costante.

La regolazione ha però costi di installazione e mantenimento importanti che spesso non sono giustificati per impianti di recupero dell'energia termica. Ciò comporta che tale regolazione non venga effettuata anche se ciò comporta una riduzione del rendimento medio della macchina durante le ore di lavoro. Esso comunque rimane entro valori accettabili anche per macchine di piccole e medie dimensioni (attorno ai 1000kWe) come sono spesso le macchine utilizzate per il recupero termico. In Figura 16 è indicato l'andamento indicativo del rendimento delle turbine a vapore in base alla pressione di esercizio e alla potenza delle stesse [12].

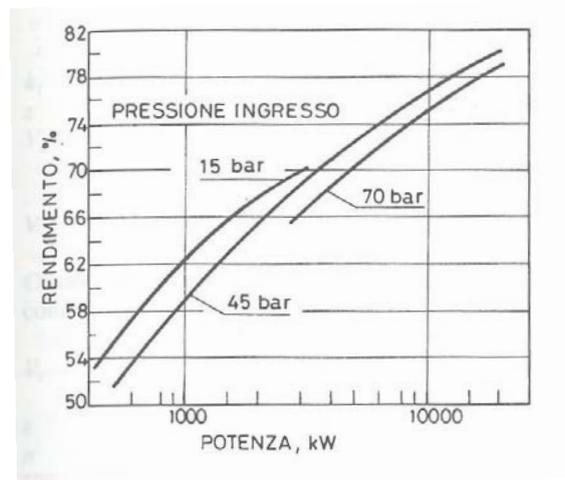


Figura 16- grafico di rendimento totale di turbine pluristadio di piccola e media potenza. Tratta dal manuale dell'ingegnere "Nuovo Colombo"

Si può notare come per macchine di taglia attorno ai 2MW e pressione di 25 bar il rendimento totale della turbina si attesti a valori prossimi al 65%.

Per rendimento totale della turbina si intende il rendimento di conversione dall'energia del fluido, in energia meccanica all'albero. Si ha quindi che:

$$\eta_{totale} = \eta_m \cdot \eta_{iso} \cdot \eta_{vol} \quad (8)$$

Dove:

- η_m è il rendimento meccanico
- η_{iso} è il rendimento isoentropico di espansione
- η_{vol} è il rendimento volumetrico degli stadi

Considerando la taglia della turbina che verrà presa in considerazione (di potenza nominale attorno ai 2 ÷ 3 MWe) è possibile considerare un rendimento volumetrico dell'85% (a causa delle dimensioni minori della macchina che rendono più difficile il mantenimento delle tolleranze dimensionali), un rendimento isoentropico dell'85% (vista la mancanza di regolazione tramite gli stadi di azione) ed un rendimento meccanico del 90% (poiché i cuscinetti, anche se di piccole dimensioni, mantengono comunque buone prestazioni).

La scelta di questi rendimenti fornisce un rendimento totale della macchina pari al 65%, in linea con la media vista in precedenza.

Un ultimo aspetto non trascurabile riguarda l'installazione della turbina nel sito di lavoro. Queste macchine sono, di norma, di grandi dimensioni, considerate anche le basse pressioni di scarico raggiunte che aumentano la portata volumetrica negli ultimi stadi incrementando anche le dimensioni geometriche dei componenti. Le loro dimensioni determinano anche una massa elevata che deve essere sostenuta da basamenti adeguati.

Le turbine a vapore, quindi, richiedono opere civili non indifferenti che devono essere progettate adeguatamente e realizzate in loco (aumentando i costi e la staticità dell'impianto).

Viste le dimensioni, solitamente, è sufficiente una sola macchina per accogliere tutto il vapore prodotto nel generatore. Utilizzare una sola macchina, anche se di taglia maggiore, è indubbiamente un risparmio economico rispetto all'utilizzo di diverse unità, ma una sola macchina rende indispensabile prevedere un desurriscaldamento d'emergenza. Inoltre, se la macchina installata prevede un'espansione completa del vapore, il recupero termico del vapore a valle non è possibile (temperature di uscita del vapore troppo basse per un recupero termico), ma anche un eventuale spillamento di vapore deve essere previsto durante la costruzione del macchinario.

4.2.ESPANSORE A VITE

Gli espansori a vite sono espansori volumetrici. Essi ottengono la riduzione della pressione del fluido tramite l'aumento del volume dello stesso.

Tale trasformazione, se considerata ideale, segue la curva isoentropica nel grafico pressione-volume.

Considerando il fluido in espansione come un fluido ideale e l'espansione come una trasformazione adiabatica, si può scrivere la seguente equazione:

$$p_{in} \cdot V_{in}^k = p_{out} \cdot V_{out}^k \quad (9)$$

Da cui si ricava:

$$\frac{p_{in}}{p_{out}} = \left(\frac{V_{out}}{V_{in}} \right)^k \quad (10)$$

Esiste quindi una proporzionalità tra l'espansione volumetrica del gas e il rapporto di espansione della macchina come evidenziato in Figura 17.

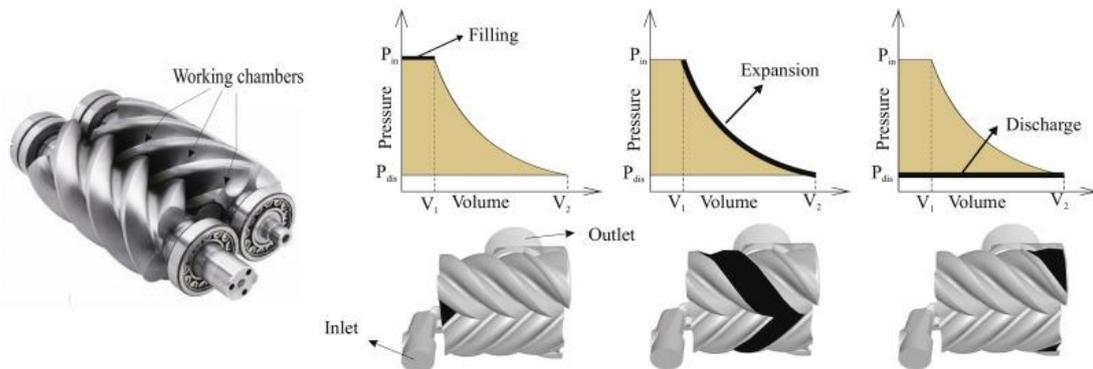


Figura 17- processo di espansione per espansori volumetrici a vite. Tratta da Iva Papes, Joris Degroote, Jan Vierendeels, *New insights in twin screw expander performance for small scale ORC systems from 3D CFD analysis*, Applied Thermal Engineering, Volume 91, 2015, Pages 535-546.

La tipologia maggiormente utilizzata è quella della doppia vite.

La produzione delle viti e la creazione delle eliche richiedono elevata qualità e precisione. Durante la rotazione, infatti, non vi sono guarnizioni tra le eliche per permettere la tenuta ai trafiletti del vapore, visto che i giochi presenti sono indispensabili per permettere la rotazione delle viti.

Le perdite per trafiletto incidono sul rendimento complessivo andando ad diminuire il rendimento volumetrico. Una sua riduzione comporta una riduzione delle portate effettive elaborate e quindi una riduzione della potenza prodotta.

L'utilizzo di oli lubrificanti permette in parte di ridurre queste perdite. L'olio, infatti, si inserisce nelle intercapedini formate dai giochi e, grazie alla sua tensione superficiale, permette una migliore tenuta ai trafiletti.

Bisogna però considerare che anche un aumento della velocità di rotazione delle viti aumenta il rendimento volumetrico della macchina dato che la distorsione fluidodinamica che si viene a formare sulle superfici in movimento è tanto più grande quanto più le viti ruotano rapidamente.

Questi espansori, inoltre, non risentono della presenza di non elevati titoli di vapore anche grazie alla loro elevata robustezza. Al contrario, entro certi limiti, titoli di vapore non elevati hanno lo stesso effetto che avrebbe l'olio lubrificando sigillando i giochi presenti.

Gli espansori a vite risentono anche meno delle dilatazioni termiche differenziali tra cassa e corpi rotanti rispetto alle turbine a vapore. Questo perché cassa e viti sono massicci in misura simile e quindi si dilatano in modo simile.

Le perdite sopra citate contribuiscono ad influenzare l'espansione, ma vi sono anche perdite concentrate in aspirazione e mandata come indicato in Figura 18.

Si vuole far notare che la pressione di uscita dal rotore deve essere maggiore della pressione di scarico dalla macchina per evitare che vi sia un ritorno del fluido espanso nel corpo dell'espansore (fenomeno del *flow back*).

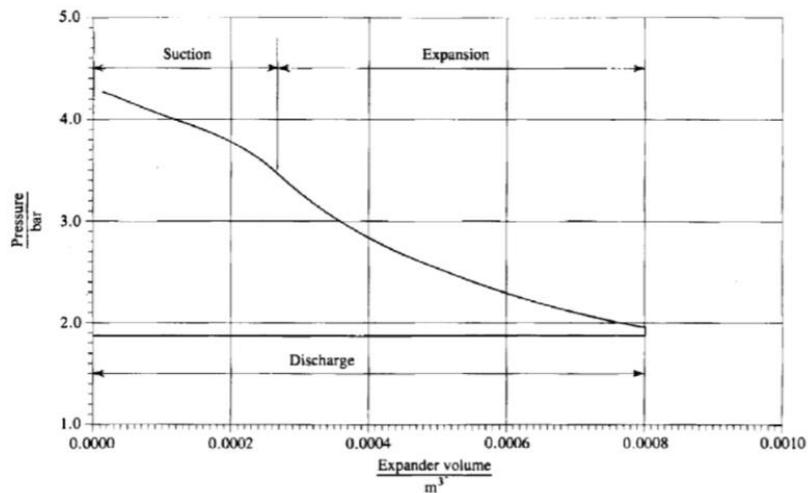


Figura 18-grafico dell'espansione reale di un espansore a vite. Tratta da I. K. Smith "Development of the Trilateral Flash Cycle System" Part 3 The Design of High-Efficiency Two-Phase Screw Expanders

Il principio fisico sfruttato dalla macchina per espandere il fluido impedisce di raggiungere pressioni di scarico inferiori alla pressione atmosferica, in quanto la pressione di scarico può essere al massimo uguale alla pressione dell'ambiente in cui il fluido viene scaricato.

Per l'espansore a vite, il limite sulla pressione di fine espansione riduce di molto la possibilità di produrre lavoro se paragonata a quella di una turbina a vapore. Come risultato si ottengono rendimenti globali molto inferiori rispetto a quelli delle turbine a vapore fino a valori medi del rendimento totale del 50% [13].

Questi valori di rendimento totale possono essere raggiunti considerando un rendimento isoentropico dell'80% [13], un rendimento meccanico del 90% ed un rendimento volumetrico del 70%.

La regolazione di queste macchine è molto più semplice rispetto alla regolazione delle turbine a vapore. Per regolare la pressione di uscita è sufficiente prelevare il vapore prima della completa espansione, spostando la posizione della valvola di scarico.

Ovviamente questa operazione comporta un'ulteriore perdita di potenza producibile e quindi un decadimento del rendimento della macchina stessa anche se può rendere disponibile del vapore ancora a temperatura utile per utenze a valle.

Al variare della portata di vapore entrante, invece, varia la velocità di rotazione dell'albero motore. Ne deriva una produzione di energia elettrica a frequenza variabile che necessita sempre di una regolazione prima della sua immissione in rete od il suo utilizzo.

Anche l'energia elettrica prodotta dalle turbine a vapore deve essere regolata, ma non tanto quanto quella prodotta dagli espansori a vite.

Vista la variabilità delle condizioni operative, gli espansori a vite vengono prodotti e venduti in taglie standard. Sono inoltre macchinari posti in una cabina, spostabile tramite gru.

La tendenza nell'utilizzo di queste macchine è quella di utilizzare un numero maggiore di piccole unità visto che la portata volumetrica massima è funzione del numero di giri della vite. La vite non può ruotare a velocità troppo elevate per evitare problemi di tipo meccanico ed eccessive perdite per attrito. Questa soluzione ha però il vantaggio di richiedere minori opere civili visti i minori carichi in gioco, inoltre, aumenta la flessibilità del sistema considerata la facilità di spostamento delle cabine.

Un altro fattore che riduce i costi di investimento indiretti è la mancanza di uno scambiatore in caldaia.

Considerando, infatti, che non elevati titoli di vapore non riducono le prestazioni degli espansori a vite, è possibile utilizzare anche solamente vapore saturo, risparmiando quindi uno scambiatore (surriscaldatore) nel generatore di vapore a recupero, oltre a permettere un minore controllo delle condizioni di ingresso e l'utilizzo di materiali meno costosi (date le minori temperature di esercizio).

L'utilizzo di solo vapore saturo riduce però il salto entalpico utile, riducendo il rendimento totale di conversione da energia termica ad elettrica rispetto alla turbina a vapore.

Per mantenere il rendimento elevato anche ai carichi parziali è però possibile sfruttare l'utilizzo di più macchine per ottenere un funzionamento modulare anche con alcuni espansori che lavorano a carichi prossimi a quello di design. Infatti è possibile regolare la portata totale variando le condizioni di esercizio di un solo espansore alla volta, fino al suo fermo (al di sotto del 15% della portata di progetto).

Il costo di un espansore a vite è nettamente inferiore rispetto al costo di una turbina a vapore, è però possibile che l'acquisto di più unità di espansori a vite sia oneroso tanto quanto l'acquisto di una turbina.

Detto ciò i costi di manutenzione degli espansori a vite sono di molto inferiori rispetto a quelli di una turbina a vapore anche solo considerando la complessità costruttiva dei due macchinari.

4.3.CICLI RANKINE A FLUIDI ORGANICI (ORC)

I cicli Rankine a fluidi organici sono normali cicli Rankine (come quelli ad acqua) in cui però il fluido operativo è un fluido organico.

Sono detti fluidi organici i fluidi operativi contenenti carbonio nella loro molecola.

L'utilizzo di questi fluidi è tanto vantaggioso quanto più è piccola la taglia desiderata dell'impianto di produzione dell'energia elettrica.

Questo li rende particolarmente adatti al recupero di calore che spesso è di entità inferiore rispetto al calore prodotto appositamente per la produzione di energia elettrica.

Uno dei dati determinanti per la scelta del fluido organico da utilizzare è la temperatura critica. Essa può essere molto variabile in base al fluido in valori che spesso sono compresi tra i 30°C e i 320°C (Figura 19).

Le basse temperature critiche sono anche corrispondenti a bassi valori della pressione critica.

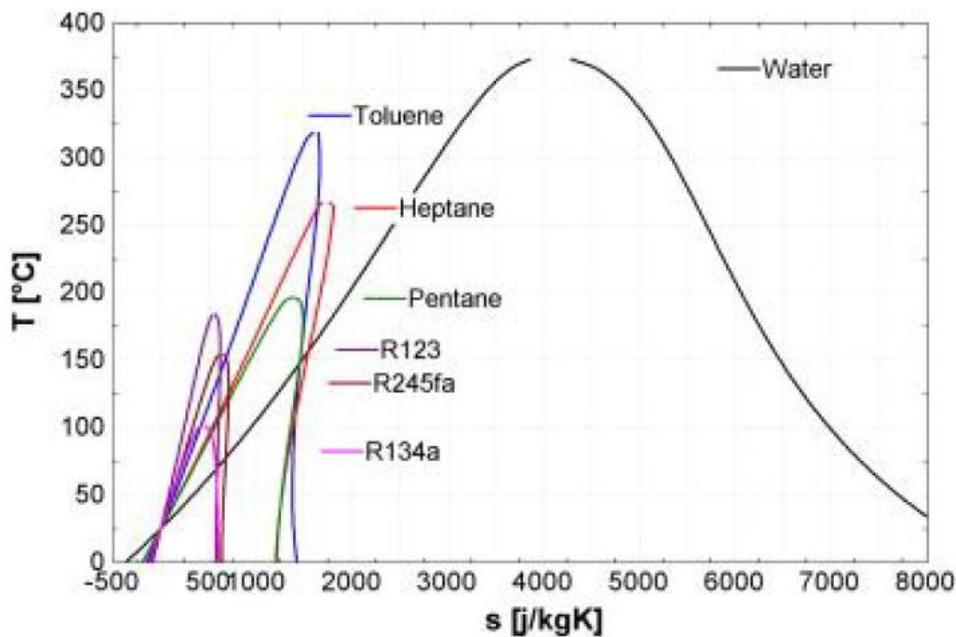


Figura 19- curve di saturazione di alcuni fluidi organici confrontate con la curva di saturazione dell'acqua nel grafico T-s [14].

Si può notare che la forma delle curve di saturazione consente di ottenere salti entalpici minori rispetto all'utilizzo dell'acqua.

Un aspetto positivo si ha però dalla pendenza delle curve nel tratto del vapore saturo. Molti fluidi organici, infatti, hanno una pendenza positiva in questo tratto (vengono definiti fluidi “dry”), la quale permette di avere vapore surriscaldato in turbina dall'inizio alla fine dell'espansione eliminando la problematica delle gocce di liquido all'interno degli stadi della turbina.

Ciò non è però un caso, infatti la pendenza delle curve di saturazione è connessa alla massa molecolare del fluido che per i fluidi organici è di molto maggiore rispetto all'acqua.

La pendenza delle curve non è il solo aspetto influenzato dalla massa molecolare. Considerando che per un fluido ideale il lavoro isoentropico di espansione è:

$$\varepsilon_{iso} = \frac{k-1}{k} \cdot \frac{\bar{R}}{MM} \cdot T_{in} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{in}}{p_{out}} \right)^{\frac{1-k}{k}} \right] \quad (11)$$

Si ottiene che:

$$\frac{p_{in}}{p_{out}} \propto MM \cdot \varepsilon_{iso}$$

Se il rapporto di espansione è definito e costante, con una turbina che elabora fluidi organici è possibile utilizzare meno stadi poiché è ridotto il lavoro isoentropico di espansione necessario. Questo porta anche un altro beneficio. Infatti definendo:

$$\varepsilon_{iso} = \psi \cdot \frac{U^2}{2} \quad (12)$$

è possibile constatare la riduzione della velocità periferica richiesta per soddisfare la richiesta di espansione e poiché:

$$U = \omega \cdot \frac{D}{2} = \frac{\pi \cdot n}{60} \cdot D \quad (13)$$

anche per macchine di piccole dimensioni (non elevato diametro della girante), il numero di giri (n) rimane contenuto.

Avere un numero di giri della girante contenuto permette di mantenere elevato il rendimento della turbina anche con impianti di piccola taglia.

Infine, la massa molecolare influenza l'estrazione di energia dalla fonte di calore.

Il calore specifico è proporzionale alla massa molecolare secondo la relazione:

$$C_p = \frac{k}{k-1} \cdot \frac{\bar{R}}{MM} \quad (14)$$

Questo fa sì che a parità di salto entalpico in riscaldamento un fluido organico richieda una maggiore portata di massa. Se però si considera che il salto entalpico durante l'evaporazione dei fluidi organici è nettamente inferiore rispetto a quello dell'acqua (si veda Figura 19), allora la portata dei fluidi organici è di molto superiore a quella di acqua a parità di sorgente di calore.

Questa elevata differenza di portata circolante aumenta la capacità termica del fluido refrigerante, permettendogli di seguire meglio la curva di raffreddamento del fluido caldo per uno scambio termico più efficiente.

Le caratteristiche dei fluidi organici, inoltre, consentono di mantenere le pressioni di esercizio inferiori rispetto ai cicli a vapore avendo però condensazioni al di sopra della pressione atmosferica.

La possibilità di avere diverse caratteristiche termodinamiche a seconda del fluido conferisce grande variabilità e scelta al momento della progettazione. Si deve tener conto, però, che una volta selezionati i componenti, essi avranno comportamenti diversi in base al fluido che li attraversa e non solo in termini di rendimento.

La necessità di alimentare questi impianti con uno scambio intermedio (le basse temperature critiche non permettono lo scambio termico con fumi a quasi 900°C), permette anche di aumentarne la flessibilità.

Il lato positivo di questa perdita energetica aggiuntiva è infatti la possibilità di attingere calore dal fluido intermedio prima che esso scambi calore con il fluido organico.

In realtà, nel mercato odierno, questi impianti sono venduti nella formula “chiavi in mano” con possibilità di monitoraggio e manutenzione esterna da parte del personale della ditta che lo ha progettato.

In quest’ottica è possibile già avere impianti predisposti per fornire acqua a 90°C come output.

Le potenze più comuni si attestano tra i 0.5 e i 7 MWe (dati di impianti costruiti dal sito “Turboden” nel giugno 2019).

Per la fornitura di tali impianti spesso è necessario solamente fornire la temperatura e la portata di un fluido caldo a disposizione (normalmente olio diatermico).

Un aspetto però non trascurabile è l’elevato costo dei fluidi organici rispetto all’acqua demineralizzata. Questo fattore è tanto determinante quanto sono grandi le perdite di refrigerante dell’impianto.

Va anche ricordato che i fluidi organici sono spesso utilizzati anche in refrigerazione e da diversi anni c’è una tendenza a bandire quelli con più elevato impatto ambientale. Ciò viene fatto perché i fluidi organici hanno elevati valori di GWP_{100} . Tale fattore è il fattore di contributo all’effetto serra dato in 100 anni rispetto al contributo dell’anidride carbonica nello stesso tempo (che ha $GWP_{100} = 1$).

Un altro aspetto dell’inquinamento di questi fluidi è il potenziale di distruzione dell’ozono (ODP). In questo caso il riferimento è l’R-11 (con $ODP = 1$).

Queste considerazioni fanno capire che impianti basati sui fluidi organici possono avere delle emissioni inquinanti indirette anche elevate.

Poiché un impianto ORC viene sempre fornito dal costruttore completo in tutti i suoi componenti e, se lo si desidera, anche mantenuto e monitorato, in questa analisi ci si limiterà ad ipotizzare un ciclo base ideale per avere un’idea dei rendimenti totali di questi impianti.

5. DEFINIZIONE DEI CICLI TERMODINAMICI

5.1. CICLO A VAPORE D'ACQUA CON TURBINA

Per definire il ciclo termodinamico del sistema a turbina a vapore sono state fissate le pressioni di condensazione ed evaporazione.

La pressione di evaporazione è stata fissata a 26 bar considerando di utilizzare acciai al carbonio per le tubazioni in pressione dell'impianto.

Il valore di 26 bar è stato indicato dalla ditta produttrice della turbina a vapore proposta al committente per questa applicazione, come valore di bassa pressione per la macchina in questione.

La pressione di condensazione è stata posta uguale a 0.05 bar per attuare una condensazione totale, come richiesto.

Utilizzando il programma Refprop è stato possibile ottenere tutte le caratteristiche termodinamiche dei punti più rilevanti del ciclo.

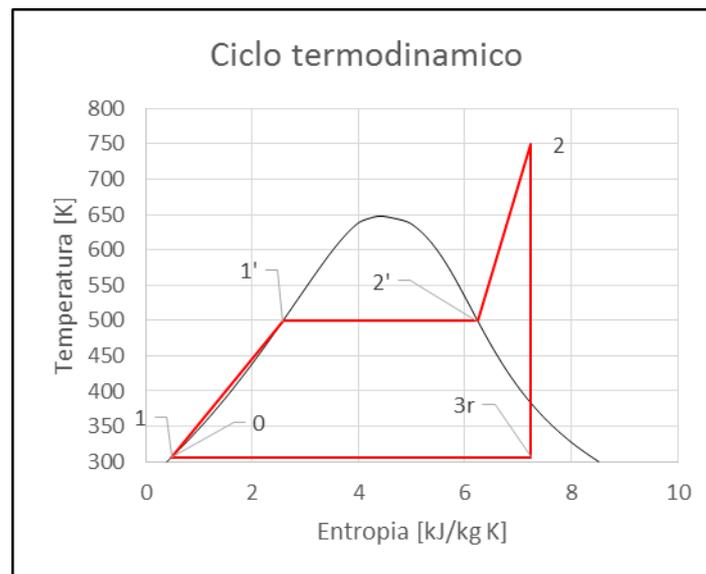


Figura 20-grafico termodinamico del ciclo a turbina. Ottenuto dai fogli di calcolo excel usati per il calcolo

Considerando le pressioni di ciclo adottate e la presenza di punti sulle curve di saturazione (dal titolo noto, dunque) sono state ricavate le caratteristiche dei punti del grafico:

<i>punti</i>	<i>Temperatura</i> <i>T [K]</i>	<i>Pressione</i> <i>p [MPa]</i>	<i>Entalpia</i> <i>h</i> $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \right]$	<i>Entropia</i> <i>s</i> $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \right]$	<i>Titolo di vapore</i> <i>x</i>
0	306,02	0,005	137,75	0,48	0
1	306,09	2,6	140,36	0,48	Sottoraffreddato
1'	499,20	2,6	971,67	2,57	0
2'	499,20	2,6	2802,34	6,24	1
2	749,20	2,6	3408,26	7,24	Surriscaldato
3	306,02	0,005	2206,43	7,24	0.85
3r	306,02	0,005	2386,71	7,83	0.93

Tabella 6- dati termodinamici dei punti principali del ciclo termodinamico a turbina

Il punto 2 è stato determinato considerando un valore di surriscaldamento di 250 °C.

Per il calcolo del punto 3 reale (3r) è stato utilizzato un rendimento isoentropico del 85% usando poi l'equazione:

$$h_{3r} = h_2 - \eta_{iso} \cdot (h_2 - h_3) = 3408 - 0.85 \cdot (3408 - 2206) \cong 2386 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$$

Dai dati ottenuti si può calcolare il salto entalpico necessario per il riscaldamento dell'acqua dall'uscita dalla pompa fino all'ingresso in turbina come:

$$\Delta h_{risc} = h_2 - h_1 = 3268 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$$

Mentre il salto entalpico utile in turbina, risulta essere:

$$\Delta h_{utile} = h_2 - h_{3r} = 1021 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$$

Dal calcolo del salto entalpico in riscaldamento è possibile ricavare la portata d'acqua circolante nell'impianto ricordando che:

$$q_f = \dot{m}_f \cdot C p_f \cdot \Delta t_f = q_w = \dot{m}_w \cdot \Delta h_{risc} \quad (15)$$

E quindi:

$$\dot{m}_w = \frac{\dot{m}_f \cdot C p_f \cdot \Delta t_f}{\Delta h_{risc}} \quad (16)$$

Si è quindi ottenuta la matrice delle portate di acqua nell'impianto al variare delle condizioni di lavoro della caldaia a recupero.

	Δt_1	Δt_2	Δt_3	Δt_4	Δt_5	Δt_6	Δt_7	Δt_8	Δt_9
$\dot{m}_{in,gas,f}$	1,30	1,33	1,35	1,35	1,37	1,39	1,41	1,43	1,46
$\dot{m}_{in,min,f}$	3,04	3,09	3,14	3,14	3,20	3,25	3,30	3,35	3,40
$\dot{m}_{in,design,f}$	4,35	4,42	4,49	4,49	4,57	4,64	4,71	4,78	4,85
$\dot{m}_{in,max,f}$	4,78	4,86	4,94	4,94	5,02	5,10	5,18	5,26	5,34

Tabella 7- portate di massa di acqua nel sistema in kg/s

Dal salto entalpico utile è invece possibile determinare la potenza elettrica producibile.

Per fare ciò si sono considerati dei rendimenti meccanici, volumetrici ed elettrici:

- ❖ $\eta_m = 0.90$
- ❖ $\eta_{vol} = 0.85$
- ❖ $\eta_{el} = 0.97$

Considerando che la potenza elettrica producibile è pari a:

$$P_{el} = \dot{m}_w \cdot \Delta h_{utile} \cdot \eta_m \cdot \eta_{vol} \cdot \eta_{el} \quad (17)$$

Si è ottenuta la matrice delle potenze elettriche producibili:

	Δt_1	Δt_2	Δt_3	Δt_4	Δt_5	Δt_6	Δt_7	Δt_8	Δt_9
$\dot{m}_{in,gas,f}$	989	1005	1022	1022	1038	1055	1071	1088	1104
$\dot{m}_{in,min,f}$	2307	2345	2384	2384	2422	2461	2499	2538	2576
$\dot{m}_{in,design,f}$	3296	3351	3406	3406	3461	3515	3570	3625	3680
$\dot{m}_{in,max,f}$	3625	3686	3746	3746	3807	3867	3927	3988	4048

Tabella 8- potenze elettriche producibili dalla turbina a vapore espresse in kWe

Ora è possibile definire un rendimento di conversione dal calore recuperato dai fumi verso la produzione di energia elettrica:

$$\eta_{conversione} = \frac{P_{el,design}}{\frac{q_{f,design}}{\eta_{caldaia}}} = \frac{3461}{\frac{14918}{0.95}} \cong 22 \%$$

5.2.CICLO ESPANSORE A VITE

L'utilizzo dell'espansore a vite permette di avere solamente vapore saturo all'ingresso del macchinario.

Per un confronto con la turbina a vapore si è ipotizzata una pressione di evaporazione di 26 bar. La pressione di condensazione, invece, è stata fissata a 1.2 bar per i motivi già citati che impediscono agli espansori a vite di raggiungere pressioni all'uscita paragonabili alle turbine a vapore.

Utilizzando il programma Refprop è stato possibile ottenere tutte le caratteristiche termodinamiche dei punti più rilevanti del ciclo.

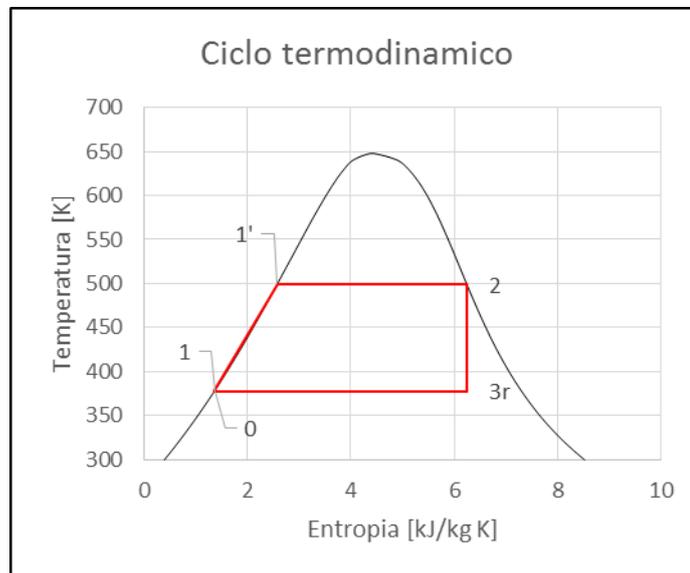


Figura 21--grafico termodinamico del ciclo con espansori a vite. Ottenuto dai fogli di calcolo excel usati per il calcolo

Anche per il ciclo ad espansori sono state ricavate le proprietà termodinamiche dei punti principali:

<i>punti</i>	<i>Temperatura</i> $T [K]$	<i>Pressione</i> $p [MPa]$	<i>Entalpia</i> $h \left[\frac{kJ}{kg K} \right]$	<i>Entropia</i> $s \left[\frac{kJ}{kg K} \right]$	<i>Titolo di vapore</i> x
0	377.93	0.12	439.36	1.36	0
1	378.11	2,6	441.96	1.36	Sottoraffreddato
1'	499.20	2,6	971.67	2.57	0
2	499.20	2,6	2802.34	6.24	1
3	377.93	0.12	2283.65	6.24	0.82
3r	377.93	0.12	2387.39	6.52	0.87

Tabella 9-proprietà termodinamiche dei punti principali del ciclo ad espansori

Anche in questo caso il calcolo del punto di fine espansione reale è stato effettuato tramite il rendimento isoentropico precedentemente ipotizzato.

Come in precedenza sono state calcolate le portate di massa di acqua nei vari casi della matrice studio:

	Δt_1	Δt_2	Δt_3	Δt_4	Δt_5	Δt_6	Δt_7	Δt_8	Δt_9
$\dot{m}_{in,gas,f}$	1,81	1,84	1,87	1,87	1,90	1,93	1,96	1,99	2,02
$\dot{m}_{in,min,f}$	4,21	4,28	4,35	4,35	4,42	4,49	4,56	4,63	4,71
$\dot{m}_{in,design,f}$	6,02	6,12	6,22	6,22	6,32	6,42	6,52	6,62	6,72
$\dot{m}_{in,max,f}$	6,62	6,73	6,84	6,84	6,95	7,06	7,17	7,28	7,39

Tabella 10-portate di massa di acqua nel sistema in kg/s

I rendimenti usati per questa macchina sono:

❖ $\eta_m = 0.90$

❖ $\eta_{vol} = 0.70$

❖ $\eta_{el} = 0.97$

Si è quindi calcolata la potenza elettrica producibile:

	Δt_1	Δt_2	Δt_3	Δt_4	Δt_5	Δt_6	Δt_7	Δt_8	Δt_9
$\dot{m}_{in,gas,f}$	458	466	473	473	481	488	496	504	511
$\dot{m}_{in,min,f}$	1068	1086	1104	1104	1122	1140	1158	1175	1193
$\dot{m}_{in,design,f}$	1526	1552	1577	1577	1603	1628	1654	1679	1704
$\dot{m}_{in,max,f}$	1679	1707	1735	1735	1763	1791	1819	1847	1875

Tabella 11-potenze elettriche producibili dall'espansore a vite espresse in kWe

Ora è possibile definire un rendimento di conversione dal calore recuperato dai fumi verso la produzione di energia elettrica:

$$\eta_{conversione} = \frac{P_{el,design}}{\frac{q_{f,design}}{\eta_{caldaia}}} = \frac{1603}{\frac{14918}{0.95}} \cong 10 \%$$

5.3.CICLO RANKINE A FLUIDO ORGANICO

In questa analisi il ciclo Rankine a fluido organico sarà considerato acquistabile in un'unica soluzione chiavi in mano. Non si procederà dunque al calcolo dettagliato dei parametri del ciclo termodinamico, ma risulta comunque interessante un'ipotesi di ciclo per confrontare il rendimenti teorici delle soluzioni.

Per poter confrontare i cicli alle stesse condizioni operative si è scelto di utilizzare l'isopentano che ha una temperatura critica di 460.35 K e una pressione critica di 33.8 bar.

Ipotizzando, quindi, una pressione di evaporazione di 26 bar e di condensazione di 1.2 bar, il ciclo ottenuto risulta il seguente:

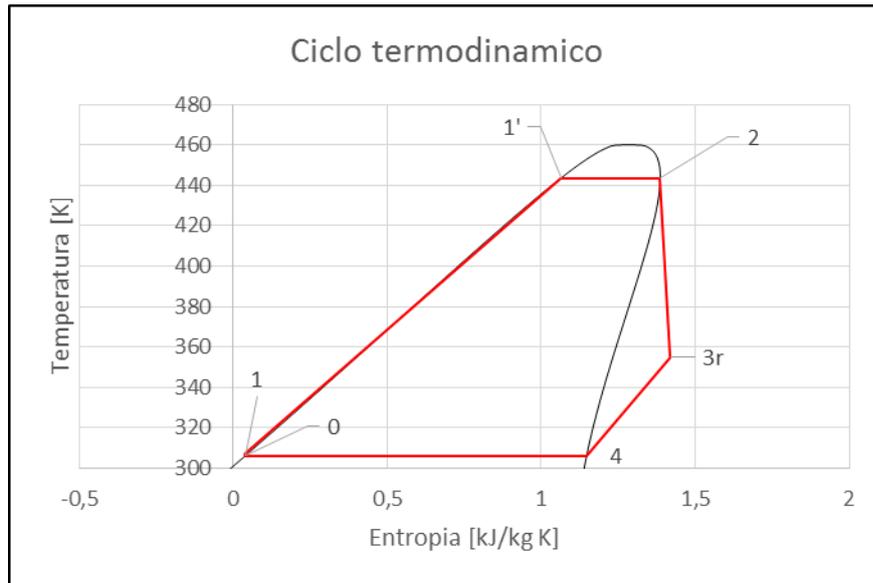


Figura 22- ciclo termodinamico ipotizzato per l'opzione ORC ottenuto dal foglio di calcolo excel utilizzato

Per l'isopentano i punti principali risultano avere le seguenti caratteristiche:

<i>punti</i>	<i>Temperatura</i> T [K]	<i>Pressione</i> p [MPa]	<i>Entalpia</i> h $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \right]$	<i>Entropia</i> s $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \right]$	<i>Titolo di vapore</i> x
0	306,15	0,12	11,93	0,04	0
1	307,07	2,60	16,01	0,04	Sottoraffreddato
1'	443,55	2,60	401,50	1,06	0
2	443,55	2,60	544,96	1,39	1
3	348,95	0,12	429,488	1,39	Surriscaldato
3'	354,92	0,12	441,04	1,42	Surriscaldato
4	306,15	0,12	351,18	1,15	1

Tabella 12- caratteristiche termodinamiche dei principali punti del ciclo ORC

Poiché questa soluzione avrà anche un ulteriore scambio termico intermedio, è stato ipotizzato un rendimento di scambio termico nello scambiatore olio-fluido organico pari al 95%.

Considerando inoltre i seguenti rendimenti motivati dalle precedenti analisi:

- ❖ $\eta_m = 0.90$
- ❖ $\eta_{vol} = 0.90$
- ❖ $\eta_{el} = 0.97$
- ❖ $\eta_{iso} = 0.90$

Si sono ottenute le portate di massa del fluido organico all'interno del ciclo:

	Δt_1	Δt_2	Δt_3	Δt_4	Δt_5	Δt_6	Δt_7	Δt_8	Δt_9
$\dot{m}_{in,gas,f}$	7,66	7,78	7,91	7,91	8,04	8,17	8,29	8,42	8,55
$\dot{m}_{in,min,f}$	17,86	18,16	18,46	18,46	18,76	19,05	19,35	19,65	19,95
$\dot{m}_{in,design,f}$	25,52	25,94	26,37	26,37	26,79	27,22	27,64	28,07	28,49
$\dot{m}_{in,max,f}$	28,07	28,54	29,01	29,01	29,47	29,94	30,41	30,88	31,34

Tabella 13-portate di massa di fluido organico nel sistema in kg/s

E le potenze elettriche corrispondenti:

	Δt_1	Δt_2	Δt_3	Δt_4	Δt_5	Δt_6	Δt_7	Δt_8	Δt_9
$\dot{m}_{in,gas,f}$	625	635	646	646	656	667	677	688	698
$\dot{m}_{in,min,f}$	1459	1483	1507	1507	1531	1556	1580	1604	1629
$\dot{m}_{in,design,f}$	2084	2118	2153	2153	2188	2223	2257	2292	2327
$\dot{m}_{in,max,f}$	2292	2330	2368	2368	2407	2445	2483	2521	2559

Tabella 14-potenze elettriche producibili dal ciclo ORC espresse in kWe

Ne consegue un rendimento totale di conversione dal calore dei fumi all'energia elettrica:

$$\eta_{conversione} = \frac{P_{el,design}}{\frac{q_{f,design}}{\eta_{caldaia}}} = \frac{2188}{\frac{14918}{0.95}} \cong 14 \%$$

Si può notare che il rendimento complessivo del ciclo Rankine a fluido organico si pone tra il rendimento dell'espansore a vite e quello della turbina a vapore. Considerando la natura di molti fluidi organici (come l'isopentano) è bene considerare anche i rischi derivanti dalla loro infiammabilità.

6. DIMENSIONAMENTO DI MASSIMA DEGLI SCAMBIATORI DI CALORE

Come detto per il generatore di vapore si è scelta la configurazione a tubi orizzontali non alettati.

Viste le temperature presenti il materiale scelto per i tubi è l'acciaio AISI 316 che ha una conducibilità termica $\lambda_p = 15 \frac{W}{m K}$ a $20^\circ C$ e una densità $\rho_{AISI} = 7.96 \frac{kg}{dm^3}$ (dati ricavati da catalogo della ditta Metallurgica Veneta).

Questo acciaio viene spesso usato per la costruzione di scambiatori di calore.

6.1. SCAMBIO TERMICO LATO FUMI

Per lo scambio termico lato fumi è stata utilizzata sempre la stessa teoria vista la configurazione ricorrente dello scambio termico.

La teoria adottata è quella di Grisimon. Tale teoria è adatta per lo scambio termico di aria in flusso incrociato rispetto ad un fascio tubiero di tubi lisci del medesimo diametro. La teoria, inoltre, prevede la scelta di configurazione di tubi allineati o sfalsati.

La formula principale è:

$$\overline{Nu} = C_2 \cdot C_1 \cdot Re_{D,max}^m \quad (18)$$

Dove:

- \overline{Nu} è il numero di Nusselt
- C_2 è una costante relativa al numero di ranghi del fascio tubiero
- C_1, m sono costanti relative ai rapporti tra il passo fra i tubi e quello fra i ranghi rispetto al diametro esterno dei tubi
- $Re_{D,max}$ è il numero di Reynolds calcolato attraverso la velocità dei fumi nella sezione tra un tubo e l'altro

Indicando con v_∞ la velocità dei fumi indisturbata dal fascio tubiero, è possibile determinare la velocità massima dal bilancio delle portate volumetriche, come:

$$v_{max} = v_\infty \cdot \frac{S_T}{S_T - D} \quad (19)$$

Con:

- S_T il passo fra i tubi

➤ D il diametro esterno dei tubi

Per la configurazione a tubi sfalsati, si hanno incrementi di velocità non solo nella sezione tra due tubi dello stesso rango, ma anche nella sezione diagonale tra due tubi sfalsati di ranghi adiacenti. Si dovrà quindi verificare quel delle due velocità risulti la maggiore considerando che nella sezione diagonale la velocità massima derivante dal bilancio delle portate volumetriche è:

$$v_{max} = \frac{1}{2} \cdot v_{\infty} \cdot \frac{S_T}{S_D - D} \quad (20)$$

Con S_D la distanza tra due tubi sfalsati di ranghi adiacenti (Figura 23).

Si può calcolare quindi il numero di Reynolds come:

$$Re_{D,max} = \frac{v_{max} \cdot D}{\frac{\mu}{\rho}} \quad (21)$$

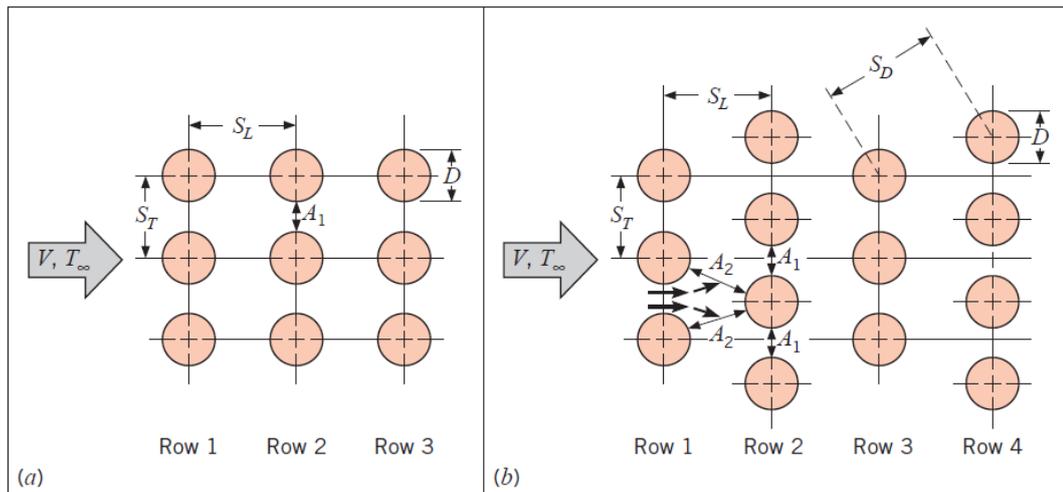


Figura 23- configurazione a tubi allineati o sfalsati per teoria di Grimison. Tratto da appunti di lezione dell'Università degli Studi di Firenze

I coefficienti C_1 , C_2 e m derivano da dati sperimentali e sono indicati in Tabella 15 e Tabella 16.

		S_T/D							
		1,25		1,5		2,0		3,0	
S_L/D		C1	m	C1	m	C1	m	C1	m
ALLINEATI (Aligned)									
1,25		0,348	0,592	0,257	0,608	0,100	0,704	0,0633	0,752
1,50		0,367	0,586	0,250	0,620	0,101	0,702	0,0678	0,744
2,00		0,418	0,570	0,299	0,602	0,229	0,632	0,198	0,648
3,00		0,290	0,601	0,357	0,584	0,374	0,581	0,286	0,608
SFALSATI (Staggered)									
0,600		-	-	-	-	-	-	0,213	0,636
0,900		-	-	-	-	0,446	0,571	0,401	0,581
1,000		-	-	0,497	0,558	-	-	-	-
1,125		-	-	-	-	0,478	0,565	0,518	0,560
1,250		0,518	0,556	0,505	0,554	0,519	0,556	0,522	0,562
1,500		0,451	0,568	0,460	0,562	0,452	0,568	0,488	0,568
2,000		0,404	0,572	0,416	0,568	0,482	0,556	0,449	0,570
3,000		0,310	0,592	0,356	0,580	0,440	0,562	0,428	0,574

Tabella 15- coefficienti C_1 e m sperimentali. Tratta da appunti di lezione dell'Università degli Studi di Firenze

N_L	1	2	3	4	5	6	7	8	9
ALLINEATI	0,64	0,80	0,87	0,90	0,92	0,94	0,96	0,98	0,99
SFALSATI	0,68	0,75	0,83	0,89	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99

Tabella 16-coefficiente C_2 sperimentale in funzione del numero dei ranghi dello scambiatore. Tratta da appunti di lezione dell'Università degli Studi di Firenze

Per un numero di ranghi maggiore di 10 ($N_L > 10$) il coefficiente C_2 è unitario.

Poiché le proprietà dei fumi sono state considerate le medesime dell'aria, la teoria non necessita di correzioni rispetto all'utilizzo scelto.

Dopo aver determinato il numero di Nusselt il coefficiente di scambio termico lato fumi è stato ricavato dalla seguente equazione:

$$\alpha_f = \overline{Nu} \cdot \frac{\lambda}{D} \quad (22)$$

Dove λ è la conducibilità termica dell'aria calcolata tramite il programma Refprop alla temperatura media di scambio dei fumi prevista nel design per ogni scambiatore, alla pressione atmosferica.

6.2. SCAMBIO TERMICO LATO FLUIDO OPERATIVO

Per lo scambio termico lato acqua sono state utilizzate due teorie differenti a causa del cambio di fase all'evaporatore.

6.2.1. TEORIA DI GNIELINSKI

Questa teoria è stata scelta per la sua validità in un campo di moto molto ampio. Prevedendo un funzionamento molto variabile e portate di acqua anch'esse molto variabili, sono state usate anche le correlazioni per il regime laminare e di transizione. La teoria di Gnielinski [15] prevede diverse equazioni per diversi numeri di Reynolds, ma la sua validità è garantita per numeri di Prandtl maggiori di 0.5 ma minori di 1000000.

Moto turbolento $Re \geq 4000$

$$Nu_{TURB} = \frac{(\xi/8)(Re-1000)Pr}{1+12.7(\xi/8)^{0.5}(Pr^{2/3}-1)} \left\{ 1 + \left(\frac{d}{L}\right)^{2/3} \right\}$$

$$\xi = (1.82 \log_{10} Re - 1.64)^{-2}$$

Moto laminare a T di parete costante, $Re \leq 2300$:

$$Nu_{LAM} = [Nu_{T,1}^3 + 0.7^3 + (Nu_{T,2} - 0.7)^3 + Nu_{T,3}^3]^{1/3}$$

$$Nu_{T,1} = 3,66$$

$$Nu_{T,2} = 1,615 \left(Re Pr \frac{D}{L} \right)^{1/3}$$

$$Nu_{T,3} = \left(\frac{2}{1+22 Pr} \right)^{1/6} \left(Re Pr \frac{D}{L} \right)^{1/2}$$

Moto laminare a flusso termico specifico costante:

$$Nu_{LAM} = [Nu_{q,1}^3 + 0.6^3 + (Nu_{q,2} - 0.6)^3 + Nu_{q,3}^3]^{1/3}$$

$$Nu_{q,1} = 4,364$$

$$Nu_{q,2} = 1,953 \left(Re Pr \frac{D}{L} \right)^{1/3}$$

$$Nu_{q,3} = 0,924 Pr^{1/3} \left(Re \frac{D}{L} \right)^{1/2}$$

Moto di transizione laminare-turbolento $2300 < Re < 4000$

$$Nu = (1 - \gamma) Nu_{LAM,2300} + \gamma Nu_{TURB,4000}$$

$$\gamma = \frac{Re - 2300}{4000 - 2300} \quad 0 \leq \gamma \leq 1$$

$$Nu = Nu \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0.11} \quad \text{per i liquidi}$$

Figura 24-equazioni di scambio termico secondo la teoria di Gnielinski. Estratto da appunti di Termofluidodinamica facenti riferimento all'International Journal of Heat and Mass Transfer [15]

Per questa analisi si è considerato che, per una data condizione, la temperatura di parete fosse costante.

L'utilizzo della correlazione di Gnielinski, permette inoltre di utilizzare la medesima teoria per il calcolo del coefficiente di scambio termico durante il deflusso di vapore entro tubi circolari lisci oltre allo scambio termico dell'olio diatermico.

6.2.2. TEORIA DI SHAH

L'equazione di Shah [16][17] può essere utilizzata sia per moto parzialmente stratificato che anulare e a bolle.

La correlazione di Shah è valida per pressioni ridotte comprese tra 0.004 e 0.89. Si deve quindi considerare che la pressione di evaporazione a 26 bar corrisponde alla pressione ridotta per l'acqua di 0.12 (considerando una pressione critica di circa 220 bar). I casi studio sono quindi all'interno del campo di validità della teoria.

Nei suoi studi Shah definisce dei numeri adimensionali necessari per l'utilizzo della sua equazione:

Numero di Froude	$Fr_{LO} = \frac{G^2}{\rho_L^2 \cdot g \cdot d}$
Numeri di Convezione	$C_0 = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.8} \cdot \left(\frac{\rho_G}{\rho_L}\right)^{0.5}$ $N = C_0 \quad \text{per } Fr_{LO} > 0.04$ $N = 0.38 \cdot C_0 \cdot (Fr_{LO})^{-0.3} \quad \text{per } Fr_{LO} < 0.04$
Numero di Ebollizione	$Bo = \frac{dq}{dA} \cdot G \cdot r$

Tabella 17- definizione dei coefficienti adimensionali della teoria di Shah

Il coefficiente di scambio medio sul perimetro del tubo per un dato valore del titolo di vapore sarà il maggiore tra il coefficiente di scambio termico dovuto alla convezione forzata bifase α_c e quello dovuto all'ebollizione nucleata α_{en} .

$\alpha_c = 1.8 \cdot N^{-0.8} \cdot \alpha_L$	
$\alpha_{en} = 230 \cdot Bo^{0.5} \cdot \alpha_L$	per $N > 1$ e $Bo > 0.00003$
$\alpha_{en} = (1 + 46 \cdot Bo^{0.5}) \cdot \alpha_L$	per $N > 1$ e $Bo < 0.00003$
$\alpha_{en} = C \cdot Bo^{0.5} \cdot e^{2.74 \cdot N^{-0.1}} \cdot \alpha_L$	per $0.1 < N < 1$
$\alpha_{en} = C \cdot Bo^{0.5} \cdot e^{2.47 \cdot N^{-0.15}} \cdot \alpha_L$	per $N < 0.1$
	con $C = 14.7$ per $Bo > 0.0011$
	con $C = 15.43$ per $Bo < 0.0011$

$$\alpha_L = 0.023 \cdot \left(\frac{\lambda_L}{d}\right) \cdot (Re_L)^{0.8} \cdot (Pr_L)^{0.4}$$

$$con Re_L = \frac{G \cdot (1-x) \cdot d}{\mu_L}$$

$$Pr_L = \frac{Cp_L \cdot \mu_L}{\lambda_L}$$

Tabella 18- equazioni di Shah

Dove:

- G è la portata specifica di acqua con $G = \frac{\dot{m}}{A}$
- x è il titolo di vapore
- μ è la viscosità dinamica
- d è il diametro interno del tubo
- Con pedice L sono indicate le proprietà del liquido

Poiché la teoria permette di determinare un coefficiente medio per ogni valore del titolo, esso è stato calcolato per 10 valori diversi di titolo di vapore determinando il coefficiente di scambio termico medio in evaporazione con la seguente formula:

$$\alpha_{ev} = \frac{\sum_{i=1}^{11} \max(\alpha_{c,i}; \alpha_{en,i})}{10} \quad (23)$$

6.3. COEFFICIENTE DI SCAMBIO TERMICO GLOBALE

Il coefficiente di scambio termico globale risulta essere la combinazione dei coefficienti di convezione da entrambi i lati della parete del tubo e la conduzione attraverso lo spessore della stessa (s), secondo l'equazione:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_f} + \frac{s}{\lambda_p} + \frac{1}{\alpha_{ev}}} \quad (24)$$

7. DEFINIZIONE DELLE GEOMETRIE

In primo luogo sono state fissate le temperature di ingresso e di uscita di acqua e fumi. Quest'ultime sono state ricavate dall'equazione che descrive l'uguaglianza tra il flusso termico ceduto dai fumi e quello assorbito dall'acqua come nell'equazione (15).

Si conoscono già la portata di massa di acqua dalle condizioni di progetto (\dot{m}_w) ed i salti entalpici desiderati dalla definizione del ciclo termodinamico. Le proprietà dei fumi e la temperatura di ingresso di design sono anch'essi dati noti.

Si ipotizzato che la temperatura di uscita da uno scambiatore divenga poi la temperatura di ingresso dello scambiatore successivo (non sono state considerate perdite di calore intermedie).

Inoltre la portata d'acqua, per come è stata calcolata, introduce nel calcolo già le perdite di calore ipotizzate nel generatore di vapore e pari al 5%.

Il processo di dimensionamento è iniziato con l'ipotesi di una sezione frontale alta 2m e larga 3.75m. Attraverso tale sezione fluiranno tutti i fumi.

Ipotizzando poi una lunghezza dei tubi pari alla larghezza della sezione frontale si è selezionato un diametro degli stessi sia interno che esterno con misure da catalogo di produttori di tubazioni in acciaio AISI 316.

Definito poi un passo tra i tubi ed uno tra i ranghi è stato possibile definire un numero di tubi per rango ed un numero di tubi totale con conseguente definizione del coefficiente di scambio termico lato fumi.

Infine, definendo in quanti tubi sarebbe fluita la portata di fluido operativo per ogni passaggio è stato possibile calcolare il coefficiente di scambio termico lato fluido operativo.

Avendo già ipotizzato lo spessore del tubo si è calcolato il coefficiente globale di scambio termico.

Dalle temperature di ingresso e di uscita dei fluidi è stata calcolata la differenza di temperatura media logaritmica dello scambiatore in controcorrente come:

$$\Delta T_{m,log} = \frac{\Delta_2 - \Delta_1}{\ln\left(\frac{\Delta_2}{\Delta_1}\right)} \quad (25)$$

- Δ_1 la differenza tra la temperatura di ingresso del fluido caldo e la temperatura di uscita del fluido freddo

- Δ_2 la differenza tra la temperatura di uscita del fluido caldo e la temperatura di ingresso del fluido freddo

Considerando che per far avvenire correttamente lo scambio termico non solo il flusso termico assorbito dal fluido operativo deve essere pari al flusso termico ceduto dai fumi, ma entrambi devono essere pari al flusso termico che l'area dello scambiatore può trasferire, tale calore è stato ricavato dall'equazione:

$$q_s = K \cdot A_S \cdot \Delta T_{m,log} \quad (26)$$

Con A_S l'area totale dello scambio termico.

Si è quindi verificato che l'area ipotizzata risultasse maggiore o uguale all'area necessaria risultata dal calcolo. In caso contrario sono state effettuate modifiche dimensionali agli scambiatori per giungere alla convergenza delle aree.

7.1.GENERATORE DI VAPORE PER TURBINA A VAPORE

Questo generatore di vapore necessita di tre banchi di scambio termico: un preriscaldatore, un evaporatore e un surriscaldatore.

Per tutti gli scambiatori è stato usato l'acciaio AISI 316 ed è stato considerato un carico di snervamento (allo 0.2% della deformazione) per profili laminati entro i 160 mm di diametro pari a $200 \frac{N}{mm^2}$ (da catalogo dei costruttori). Con questo dato è possibile calcolare lo spessore minimo del tubo per resistere alla pressione di esercizio con l'equazione (5).

7.1.1. SURRISCALDATORE

I tubi del surriscaldatore sono stati scelti di diametro esterno 40 mm con spessore 1 mm (dall'equazione (5) lo spessore minimo sarebbe 0.26 mm).

I restanti dati geometrici sono indicati nella tabella seguente:

Grandezza		Misura [mm]
Diametro esterno	D	40
Diametro interno	d	38
Passo tra i tubi	S_T	80
Passo fra i ranghi	S_L	120
Numero di ranghi	N_L	11
Numero di tubi totale	N_{tot}	319
Tubi per passaggio	N_p	29
Lunghezza tubi	L_t	3750

Tabella 19- dimensioni Surriscaldatore da calcoli nel design

Utilizzando la teoria di Grisimon è stato possibile calcolare il coefficiente di scambio termico lato fumi. Da quanto precedentemente detto si è proceduto al calcolo dei fattori richiesti dalla teoria, ottenendo i dati riportati nella seguente tabella:

Fattore	Riferimento	
v_∞	7.11 m/s	
v_{max}	14.23 m/s	Equazione (19)
v_{max}	3.30 m/s	Equazione (20)
$Re_{D,max}$	4131	Equazione (21)
S_T/D	3	Tabella 19
S_L/D	2	Tabella 19
C_1	0.440	Tabella 15
C_2	1.000	Tabella 16
m	0.562	Tabella 15
Nu	47.39	Equazione (18)

Tabella 20- fattori intermedi per il calcolo del coefficiente di scambio termico convettivo lato fumi del surriscaldatore

Dai dati riportati in Tabella 20, sfruttando l'equazione (22) si è ricavato un coefficiente di scambio termico lato fumi pari a $80.80 \frac{W}{m^2 K}$ nelle condizioni di design.

Per il lato acqua (in questo caso vapore) la formulazione di Gnielinski richiede differenti coefficienti per la determinazione del numero di Nusselt. I risultati sono riportati nella seguente tabella:

<i>Fattore</i>		<i>Riferimento</i>
<i>Re</i>	21701	Figura 24
<i>Pr</i>	1.14	Figura 24
<i>regime di deflusso</i>	Turbolento	Figura 24
ξ	0.0256	Figura 24
<i>Nu</i>	74.09	Figura 24

Tabella 21- - fattori intermedi per il calcolo del coefficiente di scambio termico convettivo lato vapore del surriscaldatore

Le proprietà dell'acqua sono state ricavate attraverso il programma Refprop nelle condizioni medie di temperatura nello scambiatore considerando costante la pressione nello stesso.

La conducibilità termica dell'acqua è così risultata pari a $0.055 \frac{W}{m K}$.

$$\alpha_w = Nu \cdot \frac{\lambda}{d} \quad (27)$$

Attraverso l'equazione (27) il coefficiente di scambio termico lato acqua per il surriscaldatore risulta pari a $101.70 \frac{W}{m^2 K}$.

Il coefficiente di scambio termico globale per il surriscaldatore alla geometria data risulta essere di $44.89 \frac{W}{m^2 K}$ (equazione (24)).

Considerando le temperature a cui opera lo scambiatore nelle condizioni di design presenti in Tabella 22, si può calcolare un $\Delta T_{m,log}$ pari a $409.26^\circ C$.

	<i>Fumi</i>	<i>Acqua</i>
<i>Temperatura di ingresso [°C]</i>	820	226.05
<i>Temperatura di uscita [°C]</i>	708	476.05

Tabella 22- temperature operative del surriscaldatore

Dal salto entalpico scelto per l'acqua si riscontra la necessità di fornire una potenza termica pari a circa 2766 kW.

Richiedendo l'uguaglianza tra il flusso termico richiesto dall'acqua e quello scambiabile dalla superficie, attraverso l'inversione dell'equazione (26) è stato possibile ricavare l'area richiesta per lo scambio termico nelle condizioni di design.

L'area teorica necessaria sarebbe pari a 150.33 m².

Dalle misure scelte l'area totale di scambio termico è pari a 150.57 m².

La differenza di area risulta accettabile e a favore di sicurezza in termini di scambio termico.

Si sono poi tracciate le curve del coefficiente di scambio termico per le diverse portate di fumi per una portata d'acqua variabile tra 1 e 6 $\frac{kg}{s}$.

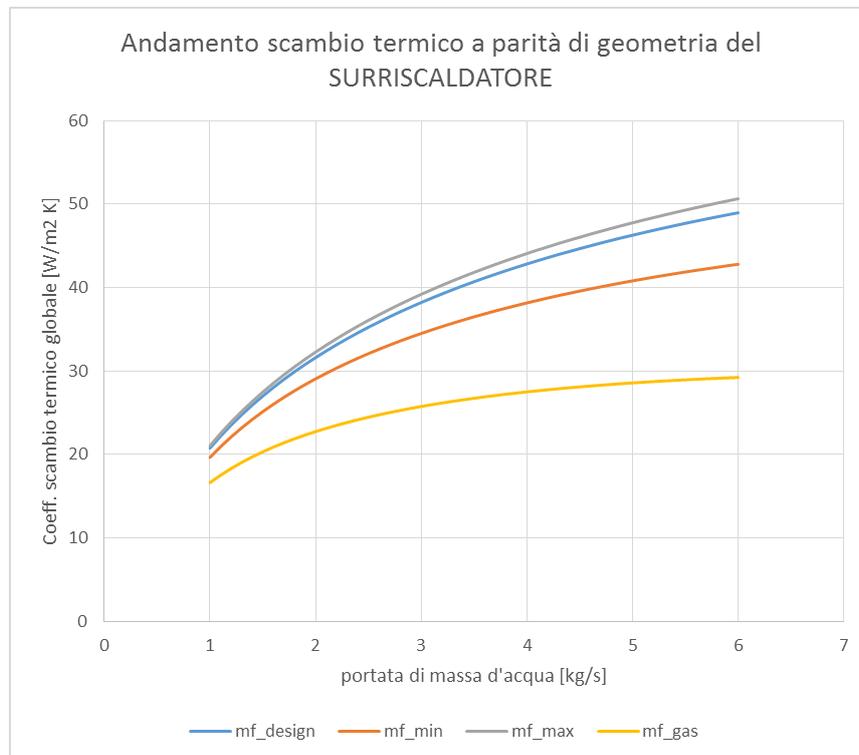


Figura 25- andamento del coefficiente di scambio termico del surriscaldatore al variare della portata d'acqua per diverse portate dei fumi. Grafico ottenuto dal foglio di calcolo excel utilizzato per i calcoli.

Queste curve sono state approssimate con polinomi di quarto grado in funzione della portata d'acqua, per rendere più semplici i futuri calcoli di off-design. Per ogni iterazione si è effettuato un aggiornamento di tutti i dati, anche delle temperature di ingresso ed uscita ideali dei fluidi con conseguente adattamento delle proprietà dei

fluidi calcolate con il programma Refprop alla temperatura media dello scambio termico.

$$K = -0.03 \cdot \dot{m}_w^4 + 0.60 \cdot \dot{m}_w^3 - 4.26 \cdot \dot{m}_w^2 + 15.05 \cdot \dot{m}_w + 5.39 \quad \text{per } \dot{m}_{f,gas}$$

$$K = -0.04 \cdot \dot{m}_w^4 + 0.70 \cdot \dot{m}_w^3 - 5.16 \cdot \dot{m}_w^2 + 20.41 \cdot \dot{m}_w + 3.88 \quad \text{per } \dot{m}_{f,min}$$

$$K = -0.04 \cdot \dot{m}_w^4 + 0.72 \cdot \dot{m}_w^3 - 5.38 \cdot \dot{m}_w^2 + 22.40 \cdot \dot{m}_w + 3.20 \quad \text{per } \dot{m}_{f,design}$$

$$K = -0.04 \cdot \dot{m}_w^4 + 0.72 \cdot \dot{m}_w^3 - 5.43 \cdot \dot{m}_w^2 + 22.90 \cdot \dot{m}_w + 3.03 \quad \text{per } \dot{m}_{f,max}$$

7.1.2. EVAPORATORE

I dati geometrici calcolati sono i seguenti:

Grandezza		Misura [mm]
Diametro esterno	D	34
Diametro interno	d	32
Passo tra i tubi	S_T	68
Passo fra i ranghi	S_L	42.5
Numero di ranghi	N_L	27
Numero di tubi totale	N_{tot}	918
Tubi per passaggio	N_p	102
Lunghezza tubi	L_t	3750

Tabella 23-dimensioni Evaporatore da calcoli nel design

Come per il precedente scambiatore, il regime di scambio termico lato fumi è definito dalla teoria di Grisimon riassunta nel caso specifico nella seguente tabella:

<i>Fattore</i>		<i>Riferimento</i>
v_{∞}	7.11 m/s	
v_{max}	14.23 m/s	Equazione (19)
v_{max}	11.84 m/s	Equazione (20)
$Re_{D,max}$	4146	Equazione (21)
S_T/D	2.00	Tabella 19
S_L/D	1.25	Tabella 19
C_1	0.519	Tabella 15
C_2	1.000	Tabella 16
m	0.556	Tabella 15
Nu	53.28	Equazione (18)

Tabella 24- fattori intermedi per il calcolo del coefficiente di scambio termico lato fumi dell'evaporatore

Dai dati ricavati deriva un coefficiente di scambio termico convettivo lato fumi pari a $88.60 \frac{W}{m^2 K}$.

Per il coefficiente di scambio termico convettivo lato acqua è stato necessario adottare la teoria di Shah.

Poiché la formula permette di ottenere il regime di scambio termico per uno specifico valore del titolo di vapore, si sono calcolati i coefficienti necessari per diversi valori del titolo i vapore ricavando infine il valor medio del coefficiente di scambio termico.

Utilizzando la geometria ipotizzata in Tabella 23 i dati utili per l'utilizzo della teoria sono risultati essere:

<i>Titolo di vapore</i>	C_0	N	Re_L	Pr_L	α_L $\left[\frac{W}{m^2 K}\right]$	α_c $\left[\frac{W}{m^2 K}\right]$	α_{en} $\left[\frac{W}{m^2 K}\right]$
0.1	0.72	0.99	23760.30	0.85	1321.34	2404.77	4734.05
0.2	0.38	0.52	21120.27	0.85	1202.52	3677.47	5178.19
0.3	0.25	0.33	18480.24	0.85	1080.69	4666.25	5294.31
0.4	0.17	0.24	15840.20	0.85	955.31	5472.90	5224.12
0.5	0.12	0.17	13200.17	0.85	825.65	6131.56	5011.98
0.6	0.09	0.12	10560.13	0.85	690.67	6648.77	4670.01
0.7	0.06	0.09	7920.10	0.85	548.68	7008.05	4476.15
0.8	0.04	0.06	5280.07	0.85	396.69	7153.81	4107.05
0.9	0.02	0.03	2640.03	0.85	227.84	6904.15	3480.13
0.99	0.0001	0.0001	2.64	0.85	0.91	2445.50	3513.77

Tabella 25- fattori della teoria di Shah durante l'evaporazione

Attraverso l'equazione (23) ed i dati in Tabella 25 è stato calcolato un coefficiente di scambio termico durante l'evaporazione pari a $5804.00 \frac{W}{m^2 K}$.

Lo scambio termico globale nelle condizioni di design è quindi pari a $86.73 \frac{W}{m^2 K}$.

Considerando le temperature a cui opera lo scambiatore nelle condizioni di design presenti in Tabella 26, si può calcolare un $\Delta T_{m,log}$ pari a $269.71 \text{ }^\circ\text{C}$.

	<i>Fumi</i>	<i>Acqua</i>
<i>Temperatura di ingresso [°C]</i>	708	226.05
<i>Temperatura di uscita [°C]</i>	357	226.05

Tabella 26- temperature operative dell'evaporatore

Dal salto entalpico scelto per l'acqua si riscontra la necessità di fornire una potenza termica pari a circa 8357 kW .

L'area teorica necessaria sarebbe quindi pari a 357.26 m^2 .

Dalle misure scelte l'area totale di scambio termico è pari a 367.71 m^2 .

Con questi diametri è possibile garantire una velocità del vapore nei tubi durante l'evaporazione di $4.28 \frac{m}{s}$ (al design). Tale valore è maggiore rispetto ai valori consigliati di $2.7 \div 2.8 \frac{m}{s}$ per tubi orizzontali di diametro compreso tra i 20 e i 40 mm per pressioni prossime ai 33 bar (Figura 11). Si è scelto di progettare ad un valore maggiore per prevedere i cali di velocità dovuti alla diminuzione del calore disponibile al generatore e mantenere anche in off-design un'evaporazione efficiente.

Le curve di andamento del coefficiente di scambio termico sono le seguenti:

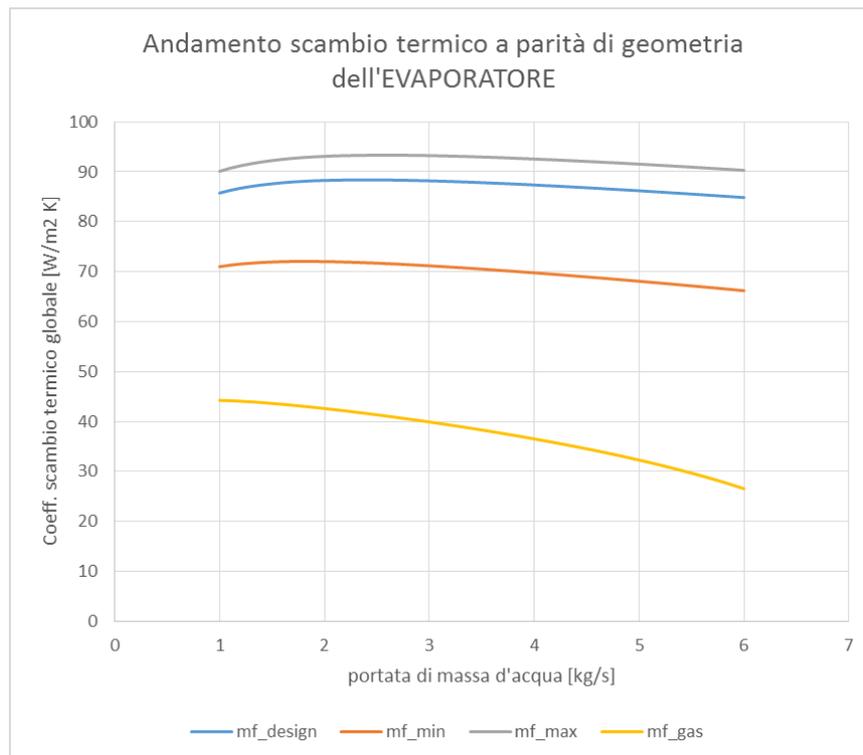


Figura 26-- andamento del coefficiente di scambio termico dell'evaporatore al variare della portata d'acqua per diverse portate dei fumi. Grafico ottenuto dal foglio di calcolo excel utilizzato per i calcoli.

Anche per queste curve sono stati ricavati i polinomi di quarto grado che approssimano gli andamenti:

$$\begin{aligned}
 K &= -0.02 \cdot \dot{m}_w^4 + 0.27 \cdot \dot{m}_w^3 - 1.63 \cdot \dot{m}_w^2 + 1.63 \cdot \dot{m}_w + 44.02 && \text{per } \dot{m}_{f,gas} \\
 K &= -0.03 \cdot \dot{m}_w^4 + 0.43 \cdot \dot{m}_w^3 - 2.81 \cdot \dot{m}_w^2 + 6.68 \cdot \dot{m}_w + 66.85 && \text{per } \dot{m}_{f,min} \\
 K &= -0.04 \cdot \dot{m}_w^4 + 0.62 \cdot \dot{m}_w^3 - 4.01 \cdot \dot{m}_w^2 + 10.61 \cdot \dot{m}_w + 78.74 && \text{per } \dot{m}_{f,design} \\
 K &= -0.04 \cdot \dot{m}_w^4 + 0.68 \cdot \dot{m}_w^3 - 4.41 \cdot \dot{m}_w^2 + 11.89 \cdot \dot{m}_w + 82.17 && \text{per } \dot{m}_{f,max}
 \end{aligned}$$

7.1.3. PRERISCALDATORE

I dati geometrici scelti sono i seguenti:

Grandezza		Misura [mm]
Diametro esterno	D	28
Diametro interno	d	26
Passo tra i tubi	S_T	42
Passo fra i ranghi	S_L	42
Numero di ranghi	N_L	25
Numero di tubi totale	N_{tot}	1425
Tubi per passaggio	N_p	57
Lunghezza tubi	L_t	3750

Tabella 27-dimensioni Evaporatore da calcoli nel design

La teoria per lo scambio termico lato fumi è sempre la medesima riassunta nella seguente tabella:

Fattore		Riferimento
v_∞	7.11 m/s	
v_{max}	21.34 m/s	Equazione (19)
v_{max}	7.89 m/s	Equazione (20)
$Re_{D,max}$	2695	Equazione (21)
S_T/D	1.50	Tabella 19
S_L/D	1.50	Tabella 19
C_1	0.460	Tabella 15
C_2	1	Tabella 16
m	0.562	Tabella 15
Nu	38.97	Equazione (18)

Tabella 28-fattori riassuntivi teoria di Grisimon per il prescaldatore

Dai dati riportati in Tabella 28, sfruttando l'equazione (22) si è ricavato un coefficiente di scambio termico lato fumi pari a $58.60 \frac{W}{m^2 K}$ nelle condizioni di design.

Per il lato acqua si è sempre utilizzata la teoria di Gnielinski:

<i>Fattore</i>		<i>Riferimento</i>
<i>Re</i>	33142	Figura 24
<i>Pr</i>	0.77	Figura 24
<i>regime di deflusso</i>	Turbolento	Figura 24
ξ	0.023	Figura 24
<i>Nu</i>	83.02	Figura 24

Tabella 29- fattori della teoria di Gnielinski

Le proprietà dell'acqua sono state ricavate attraverso il programma Refprop nelle condizioni medie di temperatura nello scambiatore considerando costante la pressione nello stesso.

La conducibilità termica dell'acqua è così risultata pari a $0.630 \frac{W}{m K}$.

Attraverso l'equazione (27) il coefficiente di scambio termico lato acqua per il preriscaldatore risulta pari a $1868 \frac{W}{m^2 K}$.

Per questa geometria il coefficiente di scambio termico totale è quindi pari a $56.64 \frac{W}{m^2 K}$.

Considerando le temperature a cui opera lo scambiatore nelle condizioni di design presenti in Tabella 22, si può calcolare un $\Delta T_{m,log}$ pari a $143.74 \text{ }^\circ\text{C}$.

	<i>Fumi</i>	<i>Acqua</i>
<i>Temperatura di ingresso [°C]</i>	357	32.94
<i>Temperatura di uscita [°C]</i>	190	226.05

Tabella 30- temperature operative dell'evaporatore

Dal salto entalpico scelto per l'acqua si riscontra la necessità di fornire una potenza termica pari a circa 3795 kW .

L'area teorica necessaria sarebbe pari a 466.13 m^2 .

Dalle misure scelte l'area totale di scambio termico è pari a 470.06 m^2 .

Le curve di andamento del coefficiente di scambio termico sono le seguenti:

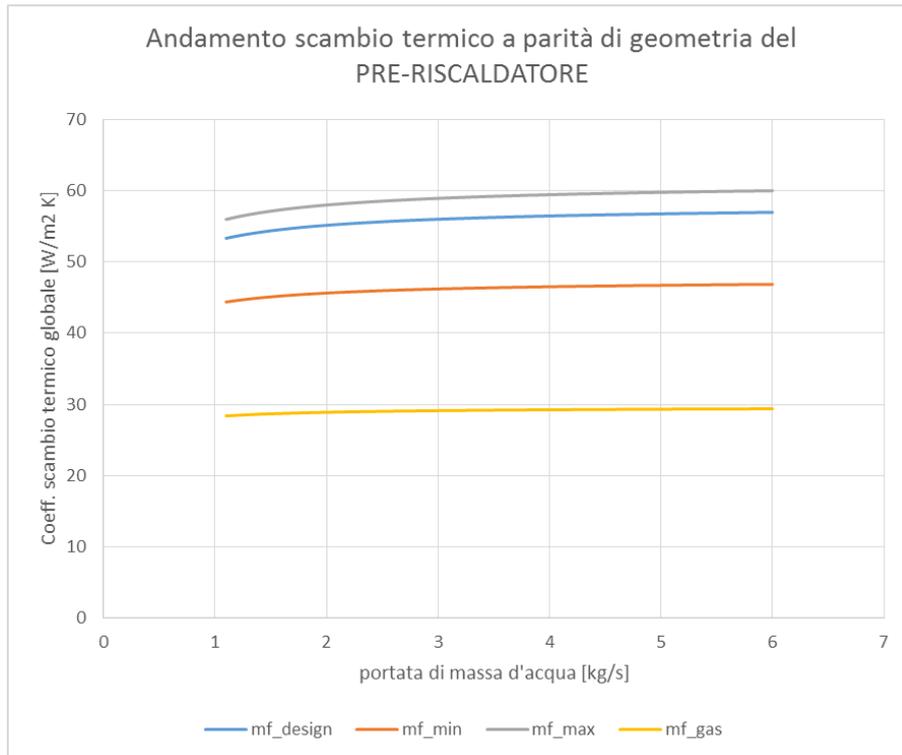


Figura 27-andamento del coefficiente di scambio termico del pre-riscaldatore al variare della portata d'acqua per diverse portate dei fumi. Grafico ottenuto dal foglio di calcolo excel utilizzato per i calcoli.

Anche per queste curve sono stati ricavati i polinomi di quarto grado che approssimano gli andamenti:

$$K = -0.01 \cdot \dot{m}_w^4 + 0.09 \cdot \dot{m}_w^3 - 0.60 \cdot \dot{m}_w^2 + 1.82 \cdot \dot{m}_w + 26.99 \quad \text{per } \dot{m}_{f,gas}$$

$$K = -0.01 \cdot \dot{m}_w^4 + 0.23 \cdot \dot{m}_w^3 - 1.46 \cdot \dot{m}_w^2 + 4.46 \cdot \dot{m}_w + 40.99 \quad \text{per } \dot{m}_{f,min}$$

$$K = -0.02 \cdot \dot{m}_w^4 + 0.33 \cdot \dot{m}_w^3 - 2.11 \cdot \dot{m}_w^2 + 6.44 \cdot \dot{m}_w + 48.44 \quad \text{per } \dot{m}_{f,design}$$

$$K = -0.02 \cdot \dot{m}_w^4 + 0.36 \cdot \dot{m}_w^3 - 2.32 \cdot \dot{m}_w^2 + 7.09 \cdot \dot{m}_w + 50.59 \quad \text{per } \dot{m}_{f,max}$$

7.2.GENERATORE DI VAPORE PER L'ESPANSORE A VITE

Le caratteristiche dei materiali e le considerazioni sono le stesse già utilizzate per il generatore di calore a servizio della turbina a vapore.

La principale differenza è la mancanza del surriscaldatore.

7.2.1. EVAPORATORE

I dati geometrici calcolati sono i seguenti:

Grandezza		Misura [mm]
Diametro esterno	D	40
Diametro interno	d	38
Passo tra i tubi	S_T	8
Passo fra i ranghi	S_L	60
Numero di ranghi	N_L	35
Numero di tubi totale	N_{tot}	1015
Tubi per passaggio	N_p	101
Lunghezza tubi	L_t	3750

Tabella 31-dimensioni Evaporatore da calcoli nel design

Come per il precedente scambiatore, il regime di scambio termico lato fumi è definito dalla teoria di Grisimon riassunta nel caso specifico nella seguente tabella:

Fattore	Riferimento	
v_∞	7.11 m/s	
v_{max}	14.23 m/s	Equazione (19)
v_{max}	8.86 m/s	Equazione (20)
$Re_{D,max}$	4668	Equazione (21)
S_T/D	2.00	Tabella 19
S_L/D	1.50	Tabella 19
C_1	0.452	Tabella 15
C_2	1.000	Tabella 16
m	0.568	Tabella 15
Nu	54.86	Equazione (18)

Tabella 32- fattori intermedi per il calcolo del coefficiente di scambio termico lato fumi dell'evaporatore

Dai dati ricavati deriva un coefficiente di scambio termico convettivo lato fumi pari a $81.40 \frac{W}{m^2 K}$.

Per il coefficiente di scambio termico convettivo lato acqua è stato necessario adottare la teoria di Shah.

Utilizzando la geometria ipotizzata in Tabella 31 i dati utili per l'utilizzo della teoria sono risultati essere:

<i>Titolo di vapore</i>	C_0	N	Re_L	Pr_L	α_L $\left[\frac{W}{m^2 K}\right]$	α_c $\left[\frac{W}{m^2 K}\right]$	α_{en} $\left[\frac{W}{m^2 K}\right]$
0.1	0,72	1,05	15867,41	1,38	1073,31	1862,35	3829,65
0.2	0,38	0,55	14104,37	1,38	976,79	2847,98	4293,29
0.3	0,25	0,36	12341,32	1,38	877,83	3613,74	4386,20
0.4	0,17	0,25	10578,27	1,38	775,98	4238,44	4325,22
0.5	0,12	0,18	8815,23	1,38	670,66	4748,54	4147,01
0.6	0,09	0,13	7052,18	1,38	561,02	5149,09	3861,57
0.7	0,06	0,09	5289,14	1,38	445,68	5427,33	3658,33
0.8	0,04	0,06	3526,09	1,38	322,22	5540,21	3349,55
0.9	0,02	0,03	1763,05	1,38	185,07	5346,86	2828,44
0.99	0,00	0,00	1,76	1,38	0,74	1893,89	2718,42

Tabella 33- fattori della teoria di Shah durante l'evaporazione

Attraverso l'equazione (23) ed i dati in Tabella 33 è stato calcolato un coefficiente di scambio termico durante l'evaporazione pari a $4539.2 \frac{W}{m^2 K}$.

Lo scambio termico globale nelle condizioni di design è quindi pari a $79.57 \frac{W}{m^2 K}$.

Considerando le temperature a cui opera lo scambiatore nelle condizioni di design presenti in Tabella 34, si può calcolare un $\Delta T_{m,log}$ pari a 305.18 K.

	<i>Fumi</i>	<i>Acqua</i>
Temperatura di ingresso [°C]	820	226.05
Temperatura di uscita [°C]	356	226.05

Tabella 34- temperature operative dell'evaporatore

Dal salto entalpico scelto per l'acqua si riscontra la necessità di fornire una potenza termica pari a circa 11570 kW.

L'area teorica necessaria sarebbe quindi pari a 476.50 m².

Dalle misure scelte l'area totale di scambio termico è pari a 478.31 m².

Con questi diametri è possibile garantire una velocità del vapore nei tubi durante l'evaporazione di 4.22 $\frac{m}{s}$ (al design). Tale valore è maggiore rispetto ai valori consigliati di 2.7 ÷ 2.8 $\frac{m}{s}$ per tubi orizzontali di diametro compreso tra i 20 e i 40 mm per pressioni prossime ai 33 bar (Figura 11). Si è scelto di progettare ad un valore maggiore per prevedere i cali di velocità dovuti alla diminuzione del calore disponibile al generatore e mantenere anche in off-design un'evaporazione efficiente.

Le curve di andamento del coefficiente di scambio termico sono le seguenti:

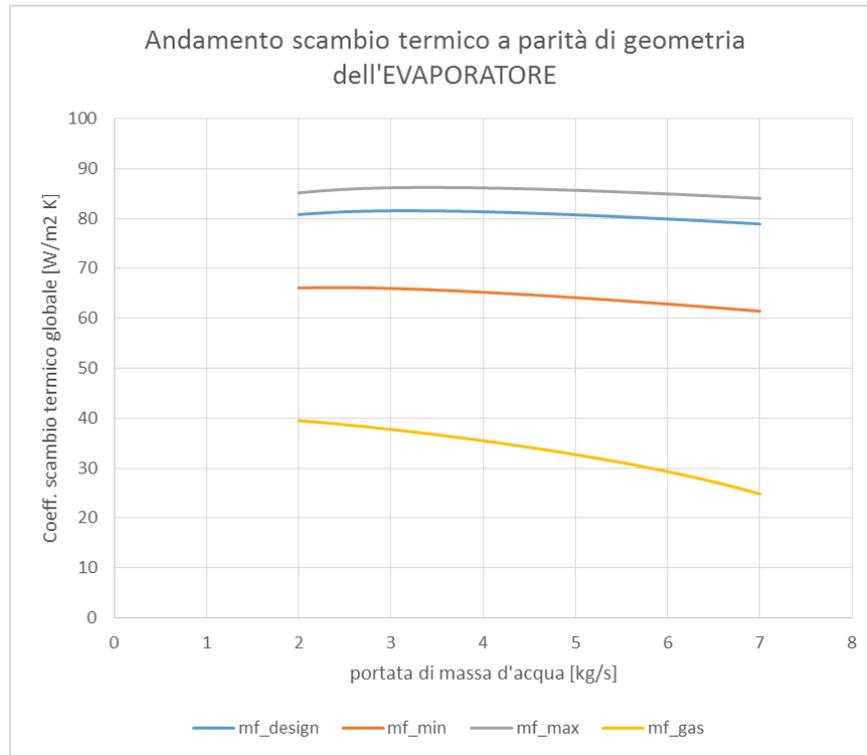


Figura 28-- andamento del coefficiente di scambio termico dell'evaporatore al variare della portata d'acqua per diverse portate dei fumi. Grafico ottenuto dal foglio di calcolo excel utilizzato per i calcoli.

Anche per queste curve sono stati ricavati i polinomi di quarto grado che approssimano gli andamenti:

$$K = -0.01 \cdot \dot{m}_w^4 + 0.15 \cdot \dot{m}_w^3 - 1.05 \cdot \dot{m}_w^2 + 1.35 \cdot \dot{m}_w + 39.98 \quad \text{per } \dot{m}_{f,gas}$$

$$K = -0.01 \cdot \dot{m}_w^4 + 0.15 \cdot \dot{m}_w^3 - 1.28 \cdot \dot{m}_w^2 + 3.95 \cdot \dot{m}_w + 62.22 \quad \text{per } \dot{m}_{f,min}$$

$$K = -0.01 \cdot \dot{m}_w^4 + 0.21 \cdot \dot{m}_w^3 - 1.84 \cdot \dot{m}_w^2 + 6.52 \cdot \dot{m}_w + 73.55 \quad \text{per } \dot{m}_{f,design}$$

$$K = -0.01 \cdot \dot{m}_w^4 + 0.23 \cdot \dot{m}_w^3 - 2.02 \cdot \dot{m}_w^2 + 7.36 \cdot \dot{m}_w + 76.83 \quad \text{per } \dot{m}_{f,max}$$

7.2.2. PRERISCALDATORE

I dati geometrici scelti sono i seguenti:

Grandezza		Misura [mm]
Diametro esterno	D	20
Diametro interno	d	18
Passo tra i tubi	S_T	40
Passo fra i ranghi	S_L	40
Numero di ranghi	N_L	42
Numero di tubi totale	N_{tot}	2520
Tubi per passaggio	N_p	60
Lunghezza tubi	L_t	3750

Tabella 35-dimensioni Evaporatore da calcoli nel design

La teoria per lo scambio termico lato fumi è sempre la medesima riassunta nella seguente tabella:

<i>Fattore</i>		<i>Riferimento</i>
v_{∞}	7.11 m/s	
v_{max}	14.23 m/s	Equazione (19)
v_{max}	5.76 m/s	Equazione (20)
$Re_{D,max}$	1285	Equazione (21)
S_T/D	2.00	Tabella 19
S_L/D	2.00	Tabella 19
C_1	0.482	Tabella 15
C_2	1	Tabella 16
m	0.556	Tabella 15
Nu	25.79	Equazione (18)

Tabella 36- fattori riassuntivi teoria di Grisimon per il preriscaldatore

Dai dati riportati in Tabella 36, sfruttando l'equazione (22) si è ricavato un coefficiente di scambio termico lato fumi pari a $54.30 \frac{W}{m^2 K}$ nelle condizioni di design.

Per il lato acqua si è sempre utilizzata la teoria di Gnielinski:

<i>Fattore</i>		<i>Riferimento</i>
Re	62963	Figura 24
Pr	0.78	Figura 24
<i>regime di deflusso</i>	Turbolento	Figura 24
ξ	0.020	Figura 24
Nu	136.58	Figura 24

Tabella 37-fattori della teoria di Gnielinski per il preriscaldatore

Le proprietà dell'acqua sono state ricavate attraverso il programma Refprop nelle condizioni medie di temperatura nello scambiatore considerando costante la pressione nello stesso.

La conducibilità termica dell'acqua è così risultata pari a $0.660 \frac{W}{m K}$.

Attraverso l'equazione (27) il coefficiente di scambio termico lato acqua per il pre-riscaldatore risulta pari a $4509 \frac{W}{m^2 K}$.

Per questa geometria il coefficiente di scambio termico totale è quindi pari a $53.45 \frac{W}{m^2 K}$.

Considerando le temperature a cui opera lo scambiatore nelle condizioni di design presenti in Tabella 38, si può calcolare un $\Delta T_{m,log}$ pari a $105.83 \text{ }^\circ\text{C}$.

	<i>Fumi</i>	<i>Acqua</i>
<i>Temperatura di ingresso [°C]</i>	356	104.96
<i>Temperatura di uscita [°C]</i>	190	226.05

Tabella 38- temperature operative dell'evaporatore

Dal salto entalpico scelto per l'acqua si riscontra la necessità di fornire una potenza termica pari a circa 3348 kW .

L'area teorica necessaria sarebbe pari a 591.87 m^2 .

Dalle misure scelte l'area totale di scambio termico è pari a 593.76 m^2 .

Le curve di andamento del coefficiente di scambio termico sono le seguenti:

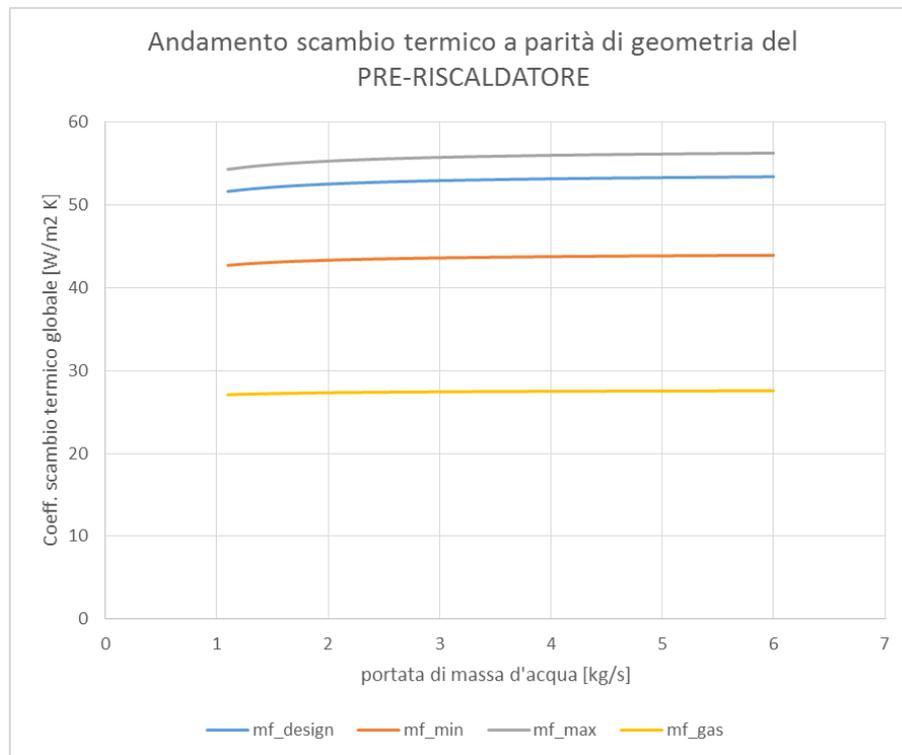


Figura 29-andamento del coefficiente di scambio termico del pre-riscaldatore al variare della portata d'acqua per diverse portate dei fumi. Grafico ottenuto dal foglio di calcolo excel utilizzato per i calcoli.

Anche per queste curve sono stati ricavati i polinomi di quarto grado che approssimano gli andamenti:

$$K = 0.00 \cdot \dot{m}_w^4 + 0.04 \cdot \dot{m}_w^3 - 0.28 \cdot \dot{m}_w^2 + 0.86 \cdot \dot{m}_w + 26.43 \quad \text{per } \dot{m}_{f,gas}$$

$$K = -0.01 \cdot \dot{m}_w^4 + 0.11 \cdot \dot{m}_w^3 - 0.70 \cdot \dot{m}_w^2 + 2.15 \cdot \dot{m}_w + 41.10 \quad \text{per } \dot{m}_{f,min}$$

$$K = -0.01 \cdot \dot{m}_w^4 + 0.16 \cdot \dot{m}_w^3 - 1.03 \cdot \dot{m}_w^2 + 3.14 \cdot \dot{m}_w + 49.26 \quad \text{per } \dot{m}_{f,design}$$

$$K = -0.01 \cdot \dot{m}_w^4 + 0.18 \cdot \dot{m}_w^3 - 1.14 \cdot \dot{m}_w^2 + 3.47 \cdot \dot{m}_w + 51.68 \quad \text{per } \dot{m}_{f,max}$$

7.3.CALDAIA AD OLIO PER CICLO RANKINE A FLUIDO ORGANICO

In questo caso il fluido termovettore è l'olio diatermico DELCOTERM® S DBT [9].

Le principali caratteristiche di tale olio sono riassunte nel seguente estratto da scheda tecnica del prodotto.

Caratteristiche medio indicative		U.d.M.	Valori tipici
Peso specifico	a 40°C	kg/lt	1,030
	a 200°C	kg/lt	0,911
	a 300°C	kg/lt	0,835
Viscosità cinematica	a 40°C	cSt	17,0
	a 200°C	cSt	0,80
	a 300°C	cSt	0,45
Calore specifico	a 40°C	kJ/(kg*K)	1,65
	a 200°C	kJ/(kg*K)	2,17
	a 300°C	kJ/(kg*K)	2,50
Conducibilità termica	a 40°C	W/(m*K)	0,126
	a 200°C	W/(m*K)	0,113
	a 300°C	W/(m*K)	0,107
Punto di infiammabilità (PM)		°C	200
Punto di scorrimento		°C	-24
Punto di ebollizione		°C	380
Punto di autoaccensione		°C	470
Temperatura minima di utilizzo		°C	-2
Temperatura di massa massima di utilizzo		°C	350
Temperatura di film massima di utilizzo		°C	370

Figura 30- caratteristiche termofisiche dell'olio utilizzato per l'analisi della caldaia

Si è considerato di lavorare con temperature dell'olio variabili tra i 300 ed i 250 °C.

Si è scelto di utilizzare una differenza di temperatura di 50°C per ridurre l'usura dell'olio.

Le proprietà dell'olio sono state inoltre considerate costanti e relative alla temperatura di 275°C.

I valori di tali proprietà sono stati ricavati attraverso la media delle stesse a 300°C e a 200°C secondo l'equazione:

$$x_{275^{\circ}\text{C}} = \frac{x_{300^{\circ}\text{C}} + \frac{x_{200^{\circ}\text{C}} + x_{300^{\circ}\text{C}}}{2}}{2} = \frac{3 \cdot x_{300^{\circ}\text{C}} + x_{200^{\circ}\text{C}}}{4} \quad (28)$$

In questo modo le proprietà principali dell'olio sono risultate essere:

- ◆ Densità: $\rho = 854 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- ◆ Viscosità cinematica: $\nu = 0.5375 \text{ cSt}$
- ◆ Viscosità dinamica: $\mu = 0.000459 \frac{\text{kg}}{\text{s m}}$
- ◆ Calore specifico: $C_p = 2.42 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$
- ◆ Conducibilità termica: $\lambda = 0.109 \frac{\text{W}}{\text{m K}}$

La scelta di queste temperature garantisce all'uscita della caldaia una temperatura dei fumi superiore ai 250°C. Il calore alla fine dello scambio termico sarà quindi sempre a livelli di temperatura utili per ulteriori utilizzi.

7.3.1. SCAMBIATORE OLIO-FUMI

I dati geometrici scelti sono i seguenti:

Grandezza		Misura [mm]
Diametro esterno	D	30
Diametro interno	d	28
Passo tra i tubi	S_T	60
Passo fra i ranghi	S_L	45
Numero di ranghi	N_L	87
Numero di tubi totale	N_{tot}	3393
Tubi per passaggio	N_p	117
Lunghezza tubi	L_t	3750

Tabella 39-dimensioni scambiatore da calcoli nel design

La teoria per lo scambio termico lato fumi è sempre la medesima. I principali risultati ottenuti sono riassunti nella seguente tabella:

<i>Fattore</i>		<i>Riferimento</i>
v_{∞}	7.11 m/s	
v_{max}	14.23 m/s	Equazione (19)
v_{max}	8.86 m/s	Equazione (20)
$Re_{D,max}$	3637	Equazione (21)
S_T/D	1.50	Tabella 19
S_L/D	2.00	Tabella 19
C_1	0.452	Tabella 15
C_2	1	Tabella 16
m	0.568	Tabella 15
Nu	47.60	Equazione (18)

Tabella 40- fattori riassuntivi teoria di Grisimon

Dai dati riportati in Tabella 44, sfruttando l'equazione (22) si è ricavato un coefficiente di scambio termico lato fumi pari a $90.30 \frac{W}{m^2 K}$ nelle condizioni di design.

Per il lato olio si è sempre utilizzata la teoria di Gnielinski:

<i>Fattore</i>		<i>Riferimento</i>
Re	92888	Figura 24
Pr	10.23	Figura 24
<i>regime di deflusso</i>	Turbolento	Figura 24
ξ	0.0183	Figura 24
Nu	684.63	Figura 24

Tabella 41-fattori della teoria di Gnielinski

Attraverso l'equazione (27) il coefficiente di scambio termico lato olio risulta pari a $2476 \frac{W}{m^2 K}$.

Per questa geometria il coefficiente di scambio termico totale è quindi pari a $86.60 \frac{W}{m^2 K}$.

Considerando le temperature a cui opera lo scambiatore nelle condizioni di design presenti in Tabella 38, si può calcolare un $\Delta T_{m,log}$ pari a 129 °C.

	<i>Fumi</i>	<i>Olio</i>
<i>Temperatura di ingresso [°C]</i>	820	250
<i>Temperatura di uscita [°C]</i>	260	300

Tabella 42- temperature operative

Questo scambiatore dovrà scambiare la potenza termica totale pari a 13260 kW nel design.

L'area teorica necessaria sarebbe pari a 1186.39 m².

Dalle misure scelte l'area totale di scambio termico è pari a 1199.19 m².

Le curve di andamento del coefficiente di scambio termico sono le seguenti:

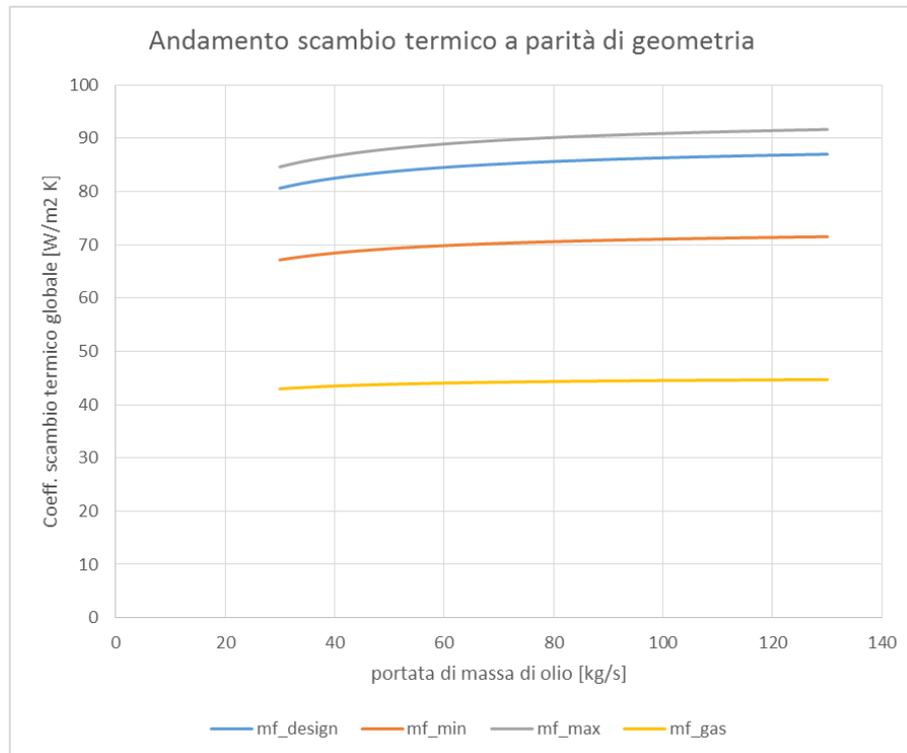


Figura 31-andamento del coefficiente di scambio termico del pre-riscaldatore al variare della portata d'acqua per diverse portate dei fumi. Grafico ottenuto dal foglio di calcolo excel utilizzato per i calcoli.

Anche per queste curve sono stati ricavati i polinomi di quarto grado che approssimano gli andamenti:

$$\begin{aligned}
 K &= 0.00 \cdot \dot{m}_w^4 + 0.00 \cdot \dot{m}_w^3 - 0.00 \cdot \dot{m}_w^2 + 0.15 \cdot \dot{m}_w + 40.07 && \text{per } \dot{m}_{f,gas} \\
 K &= 0.00 \cdot \dot{m}_w^4 + 0.00 \cdot \dot{m}_w^3 - 0.00 \cdot \dot{m}_w^2 + 0.36 \cdot \dot{m}_w + 60.07 && \text{per } \dot{m}_{f,min} \\
 K &= 0.00 \cdot \dot{m}_w^4 + 0.00 \cdot \dot{m}_w^3 - 0.01 \cdot \dot{m}_w^2 + 0.52 \cdot \dot{m}_w + 70.40 && \text{per } \dot{m}_{f,design} \\
 K &= 0.00 \cdot \dot{m}_w^4 + 0.00 \cdot \dot{m}_w^3 - 0.01 \cdot \dot{m}_w^2 + 0.57 \cdot \dot{m}_w + 73.34 && \text{per } \dot{m}_{f,max}
 \end{aligned}$$

Le curve sarebbero quindi approssimabili con polinomi di gradi inferiore al quarto, ma per coerenza si sono riportati i polinomi così come sono stati ricavati dal foglio di calcolo.

8. OFF-DESIGN

8.1.GENERATORE DI VAPORE A SERVIZIO DELLA TURBINA

Per lo studio del regime di off-design del generatore di vapore a recupero e della caldaia ad olio diatermico è stato implementato nel foglio di calcolo un ciclo iterativo per il calcolo della temperatura di uscita dei fumi nelle principali condizioni operative.

Si è poi verificato che tale temperatura restasse entro i limiti dei $180 \div 200$ °C richiesti all'uscita del recupero termico.

Visto l'elevato numero di variabili del sistema considerato non si è pretesa una convergenza puntuale. Il calcolo è stato considerato convergente quando la differenza tra il calore posseduto dai fumi, quello assorbibile dall'acqua e quello scambiato dagli scambiatori è risultata essere inferiore al 5% sul totale richiesto dall'acqua.

Per ottenere ciò sono stati adottati degli accorgimenti per facilitare e velocizzare la convergenza esplicitati di seguito.

8.1.1. LOGICA DI CALCOLO

Nel calcolo di off-design sono state considerate le portate di massa dei fumi ai vari regimi richiesti con le temperature in ingresso al recuperatore variabili secondo le specifiche.

Per ridurre le variabili il calore specifico dei fumi è stato considerato costante e pari a $1.16 \frac{kJ}{kg K}$.

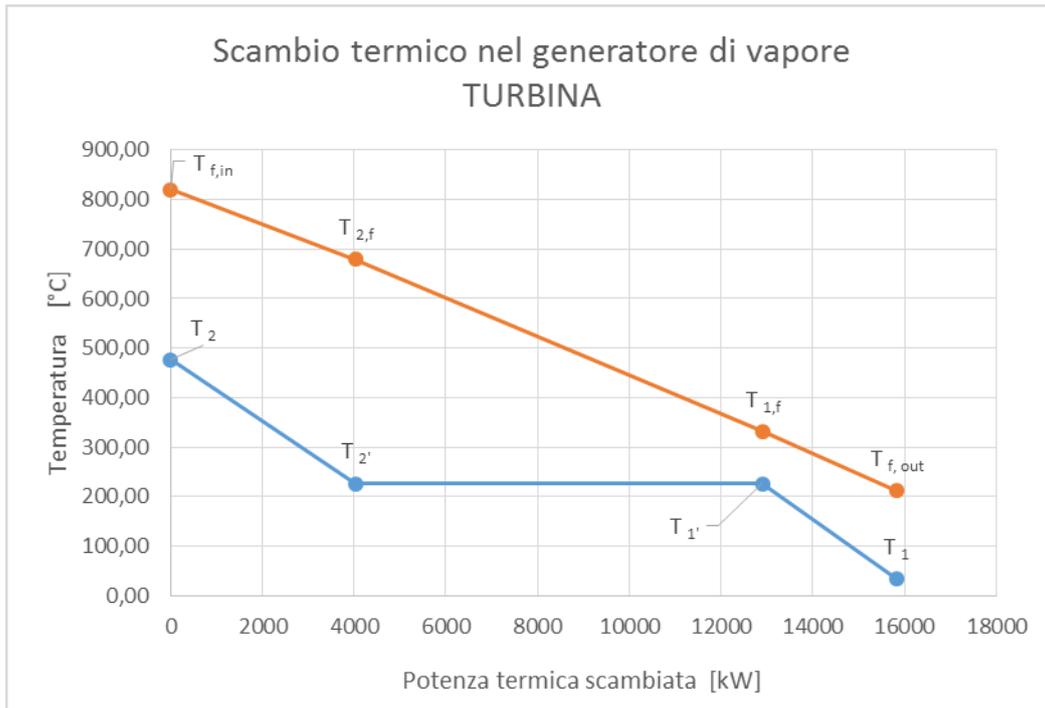


Figura 32-grafico di scambio termico nel generatore di vapore a servizio della turbina a vapore

Per inizializzare il calcolo iterativo le variabili di primo tentativo sono state calcolate dallo scambio termico dell'acqua mantenendo inalterati i punti termodinamici del ciclo.

Come detto la portata di fumi (\dot{m}_f) è rimasta costante per ogni iterazione (variando solo quando si sono considerati regimi differenti).

Il calore specifico (Cp_f) è stato mantenuto costante per tutti i calcoli.

La portata d'acqua di primo tentativo ($\dot{m}_{w,1}$) è stata considerata pari alla minima portata d'acqua calcolata per le varie portate dei fumi (per ogni riga della Tabella 7 sono stati selezionati i valori della colonna a Δt_1).

La temperatura di uscita dei fumi di primo tentativo è stata scelta pari a 190°C come da richiesta di design.

Tutti i punti termodinamici del ciclo ad acqua sono stati considerati costanti.

A questo punto:

$$q_{SH,1} = \dot{m}_{w,1} \cdot (h_2 - h_{2'}) \quad (29)$$

$$q_{EVA,1} = \dot{m}_{w,1} \cdot (h_{2'} - h_{1'}) \quad (30)$$

$$q_{PRE,1} = \dot{m}_{w,1} \cdot (h_{1'} - h_1) \quad (31)$$

$$T_{2,f,1} = T_{f,in} - \frac{q_{SH,1}}{\dot{m}_f \cdot Cp_f} \quad (32)$$

$$T_{1,f,1} = T_{f,out} + \frac{q_{PRE,1}}{\dot{m}_f \cdot Cp_f} \quad (33)$$

Avendo quindi tutte le temperature dello scambio termico è stato possibile calcolare tutte le differenze di temperature medie logaritmiche degli scambiatori della prima iterazione ($\Delta t_{m,log,SH\ 1}$, $\Delta t_{m,log,EVA\ 1}$, $\Delta t_{m,log,PRE\ 1}$).

Il coefficiente di scambio termico (K) per ogni scambiatore è stato calcolato utilizzando le equazioni viste in precedenza per interpolare i punti ricavati.

Le aree degli scambiatori sono state mantenute costanti come da design.

A questo punto il calore che è possibile scambiare attraverso l'area degli scambiatori è pari a:

$$q_s = K \cdot A \cdot \Delta t_{m,log} \quad (34)$$

Considerando l'indice delle iterazioni i il calcolo del calore posseduto dai fumi è dato da:

$$q_{f,i} = \dot{m}_f \cdot Cp_f \cdot (T_{f,in} - T_{f,out,i}) \quad (35)$$

La porta per la nuova iterazione è stata ottenuta come:

$$\dot{m}_{w,i} = \frac{\left(\frac{q_{f, i-1} + q_{s, i-1}}{2} \right)}{h_2 - h_1} \quad (36)$$

Attraverso la nuova portata d'acqua si ricalcolano le potenze termiche scambiate dagli scambiatori come visto in precedenza nelle equazioni (29), (30) e (31).

Dalla seconda iterazione in poi il calcolo delle differenze di temperatura medie logaritmiche è eseguito sfruttando l'uguaglianza:

$$\dot{m}_w \cdot \Delta h = K \cdot A \cdot \Delta t_{m,log} \quad (37)$$

E quindi:

$$\Delta t_{m,log} = \frac{\dot{m}_w \cdot \Delta h}{K \cdot A} \quad (38)$$

Dopo aver eseguito tali calcoli per ogni scambiatore si procede all'extrapolazione delle temperature intermedie dei fumi dalle differenze di temperatura media logaritmiche.

$$T_{2,f,i} = \left[e^{\frac{T_{2,f,i}^* - T_{2,f}' - T_{f,in} + T_2}{\Delta t_{m,log,SH}}} \right] \cdot (T_{f,in} - T_2) + T_{2,f}' + t^{***} \quad (39)$$

$$T_{1,f,i} = \left[e^{\frac{T_{1,f,i}^* - T_{1,f}' - T_{2,f,n} + T_{2,f}'}{\Delta t_{m,log,EVA}}} \right] \cdot (T_{2,f,n} - T_{2,f}') + T_{1,f}' + t^{**} \quad (40)$$

$$T_{out,i} = \left[e^{\frac{T_{out,f,i}^* - T_1 - T_{1,f,n} + T_{1,f}'}{\Delta t_{m,log,PRE}}} \right] \cdot (T_{1,f,n} - T_{1,f}') + T_1 + t^* \quad (41)$$

t^{***} , t^{**} e t^* sono tre costanti correttive per il calcolo delle temperature dei fumi.

Le costanti sono espresse in gradi Kelvin perché contribuiscono alle temperature all'interno del calcolo iterativo. Alla fine i risultati verranno convertiti in gradi Celsius per una più immediata comprensione.

Gli effetti di tali costanti correttive sono i seguenti:

- t^* aumentando tale valore si ha che:
 - A parità di $T_{1,f}$ diminuisce il calore disponibile dei fumi al preriscaldatore
 - Aumenta il calore scambiabile dal preriscaldatore attraverso l'aumento della differenza di temperatura
 - A parità di $T_{f,in}$ riduce la portata d'acqua circolante negli scambiatori attraverso la diminuzione del calore totale disponibile dei fumi (e riducendo lo scambio termico complessivo degli scambiatori riducendo il coefficiente di scambio termico lato acqua)
- t^{**} aumentando tale valore si ottiene che:
 - A parità di $T_{2,f}$ diminuisce il calore disponibile dei fumi all'evaporatore
 - A parità di T_{out} aumenta il calore disponibile dei fumi al preriscaldatore
 - Aumenta il calore scambiabile dall'evaporatore
- t^{***} aumentando tale valore si ottiene che:
 - A parità di $T_{f,in}$ diminuisce il calore disponibile dei fumi al surriscaldatore
 - A parità di $T_{1,f}$ aumenta il calore disponibile dei fumi al surriscaldatore
 - Aumenta il calore scambiabile dal surriscaldatore

Poiché tutti questi effetti sono interconnessi tra loro, è difficile ricavare un'equazione per descrivere gli effetti della variazione di queste costanti. Si è quindi

proceduto per tentativi modificando dapprima le temperature che generavano maggiori scostamenti dalla convergenza per poi correggere le altre se necessario.

Inoltre le variabili $T_{2,f,i}^*$, $T_{1,f,i}^*$ e $T_{out,f,i}^*$ sono variabili di tentativo.

$T_{2,f,i}^*$ e $T_{1,f,i}^*$ sono calcolate ad ogni iterazione come nelle equazioni (32) e (33), mentre la variabile $T_{out,f,i}^*$ è incrementata o ridotta di 0.1K rispetto al valore di 463.15K (190°C) ad ogni iterazione, per raggiungere la convergenza con $T_{out,i}$.

Si è reso necessario fare ciò perché la temperatura dei fumi in uscita, influenzando il calore disponibile, contribuisce alle variazioni della portata d'acqua, e quindi l'utilizzo della portata d'acqua per determinare la temperatura dei fumi (come fatto per le altre variabili) avrebbe creato riferimenti circolari non calcolabili da Excel.

I fattori correttivi sono tali da far ottenere scarti sulle potenze calcolate attraverso lo scambio termico, la richiesta termica dell'acqua ed il calore disponibile dai fumi minori del 5% della richiesta termica dell'acqua.

Per verificare la correttezza del calcolo alla fine delle iterazioni sono state ricalcolate le temperature medie logaritmiche sfruttando le temperature dei fumi dell'ultima iterazione.

Da queste, con l'ausilio delle aree e dei coefficienti di scambio termico di ogni scambiatore, è stato possibile ricavare l'effettiva potenza termica scambiabile.

Anche il calore dei fumi è stato ricalcolato con le temperature dei fumi di ultima iterazione, mentre il calore richiesto dall'acqua è stato ottenuto attraverso la portata d'acqua di ultima iterazione.

Alla fine gli scarti sono stati definiti nel seguente modo:

scarto calore dei fumi e richiesta dell'acqua

$$s_{s-f} = \frac{q_s - q_f}{q_w} \cdot 100 \quad [\%] \quad (42)$$

scarto calore scambiabile e richiesta dell'acqua

$$s_{s-w} = \frac{q_s - q_w}{q_w} \cdot 100 \quad [\%] \quad (43)$$

8.1.2. RISULTATI

Dal calcolo iterativo per il generatore di vapore a servizio della turbina si sono ottenuti i seguenti risultati:

	$T_{f,in}$	T_{2f}	T_{1f}	$T_{f,out}$	t^*	t^{**}	t^{***}	\dot{m}_w	S_{S-f}	S_{S-w}
	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[K]	[K]	[K]	$\left[\frac{kg}{s}\right]$	[%]	[%]
$\dot{m}_{in,gas,f}$	850	755	260	118	35	-20	-4	1.50	2.19	2.32
	820	723	258	115	30	-20	-4	1.44	0.63	0.48
	800	703	259	114	30	-20	-2	1.40	0	0.16
$\dot{m}_{in,min,f}$	850	714	326	157	46	-30	5	3.30	2.72	2.88
	820	674	324	155	46	-40	5	3.17	1.31	1.48
	800	668	313	153	46	-25	0	3.08	1.26	1.09
$\dot{m}_{in,design,f}$	850	723	352	190	0	-14	5.55	4.51	3.8	3.9
	820	700	340	190	0	-8	0	4.30	2.0	2.0
	800	681	336	186	0	-5	0	4.19	0.88	0.88
$\dot{m}_{in,max,f}$	850	724	354	193	0.6	-17	0	4.93	2.07	2.07
	820	702	346	190	0.6	-7.5	0	4.73	1.04	1.04
	800	680	343	187	0.6	-7.5	0	4.6	0.26	0.26

Tabella 43- risultati dell'off-design del generatore di vapore a servizio della turbina. I valori in grassetto sono stati imposti come costanti

Dalla Tabella 43 si può notare come la condizione di temperatura minima all'uscita dal generatore sia mantenuta nelle condizioni di design e anche per portate leggermente inferiori (Figura 33).

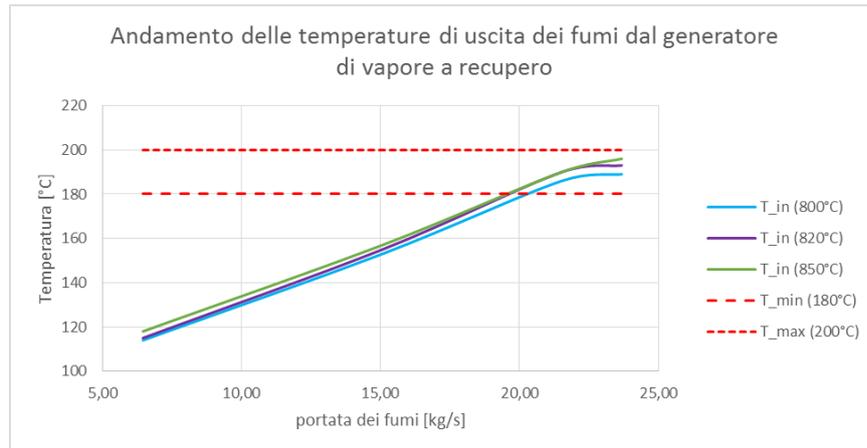


Figura 33- andamento grafico delle temperature di uscita dal generatore di vapore a recupero

Per basse portate dei fumi la portata d'acqua circolante nel generatore di vapore a recupero è molto bassa (ed è determinata dalla combinazione degli effetti dei tre scambiatori in serie). Una bassa portata d'acqua determina un minor calore accettabile dall'acqua per rientrare nelle caratteristiche di temperatura e pressione scelte, ma l'area del surriscaldatore dimensionata per le condizioni di design, è risultata essere, invece, molto sovradimensionata per la portata di fumi prodotta dai bruciatori.

Questo ha anche contribuito a diminuire l'accuratezza del calcolo se si considerano i singoli scambiatori.

Le ultime due colonne della Tabella 43 riportano solamente gli scarti tra il calore totale disponibile, il totale richiesto ed il totale scambiabile dei tre scambiatori.

Ad un'analisi più approfondita si possono notare meglio gli effetti delle elevate aree di scambio durante il passaggio di piccole portate di fumi.

Con basse portate di fumi il calore disponibile complessivamente giustifica basse portate d'acqua. Però basse portate d'acqua riducono la velocità della stessa negli scambiatori e quindi peggiorano lo scambio termico.

Per migliorarlo, la temperatura di uscita dei fumi dal surriscaldatore (il primo scambiatore incontrato nel generatore di vapore di vapore a recupero da parte dei fumi) dovrebbe aumentare per incrementare la differenza media logaritmica di temperatura.

Tale aumento, d'altra parte, riduce la potenza termica disponibile dei fumi per il singolo scambiatore. Questo calo ridurrebbe ulteriormente la richiesta di portata d'acqua.

Questo effetto fa sì che il calcolo sia tanto meno preciso quanto la portata dei fumi si allontani dal design.

Nel funzionamento reale esistono molti altri fenomeni che permettono al sistema di equilibrarsi perfettamente:

- L'inerzia termica dei materiali;
- La creazione di zone a bassa velocità con temperature maggiori che aumentano le dissipazioni verso l'ambiente;
- Lo spostamento del fenomeno dell'evaporazione in scambiatori che normalmente non la prevedrebbero. Più precisamente ad elevate portate di fumi l'evaporazione potrebbe iniziare prima nel preriscaldatore (se la portata non viene adeguatamente regolata), mentre per basse portate di fumi, tale fenomeno potrebbe verificarsi nel surriscaldatore che assorbe il calore prima che possa procedere nel corpo del generatore.

Un altro aspetto da prendere in considerazione è l'ampia variazione della portata d'acqua nel sistema.

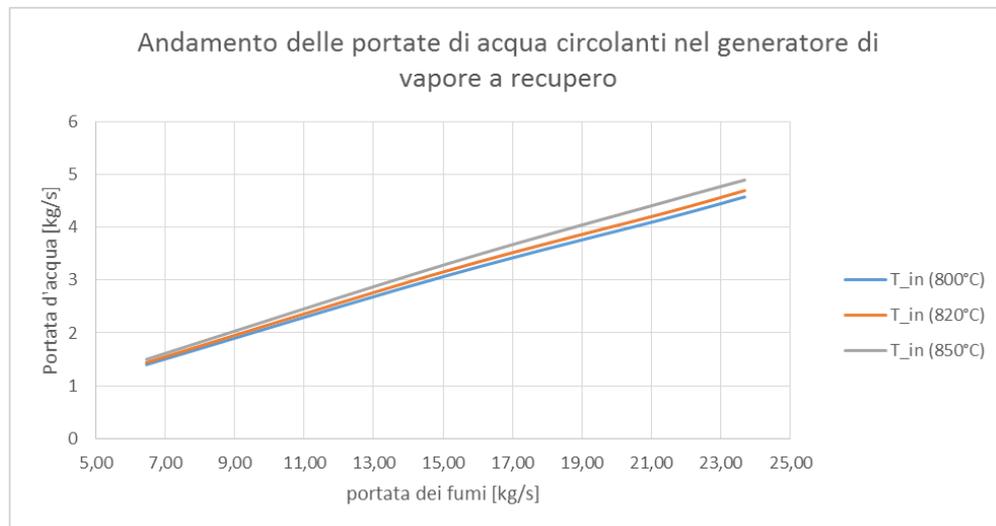


Figura 34- andamento delle portate d'acqua nel generatore di vapore a recupero

Essa può variare in un range compreso tra 5 e $1.5 \frac{kg}{s}$. Considerando come valore di progetto per la turbina la portata d'acqua di $4.45 \frac{kg}{s}$ (vedi Tabella 43) la variabilità della portata dovrebbe essere dal +12% al -66%.

Come detto in precedenza, una variazione tanto ampia della portata in ingresso alla turbina richiederebbe sistemi di regolazione molto costosi.

Oltre agli aspetti visti, è anche utile verificare se la turbina possa fornire la potenza elettrica richiesta in quasi ogni situazione di carico (se regolata).

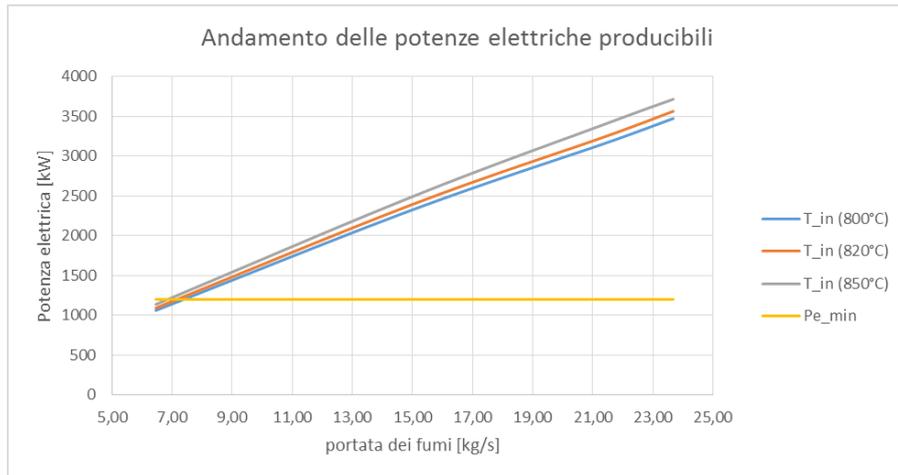


Figura 35- potenza elettrica producibile dalla turbina

8.2.GENERATORE DI CALORE A SERVIZIO DELL'ESPANSORE A VITE

Per lo studio di questo generatore di calore sono state utilizzate le stesse ipotesi del precedente studio di off-design.

Anche se il caso attuale è più semplice del precedente si è mantenuta valida la convergenza al di sotto di uno scarto del 5%.

8.2.1. LOGICA DI CALCOLO

La logica di calcolo è simile a quella usata in precedenza.

Ovviamente in questa soluzione non si ha la presenza del surriscaldatore come è possibile osservare in Figura 36. Questo riduce la complessità del calcolo.

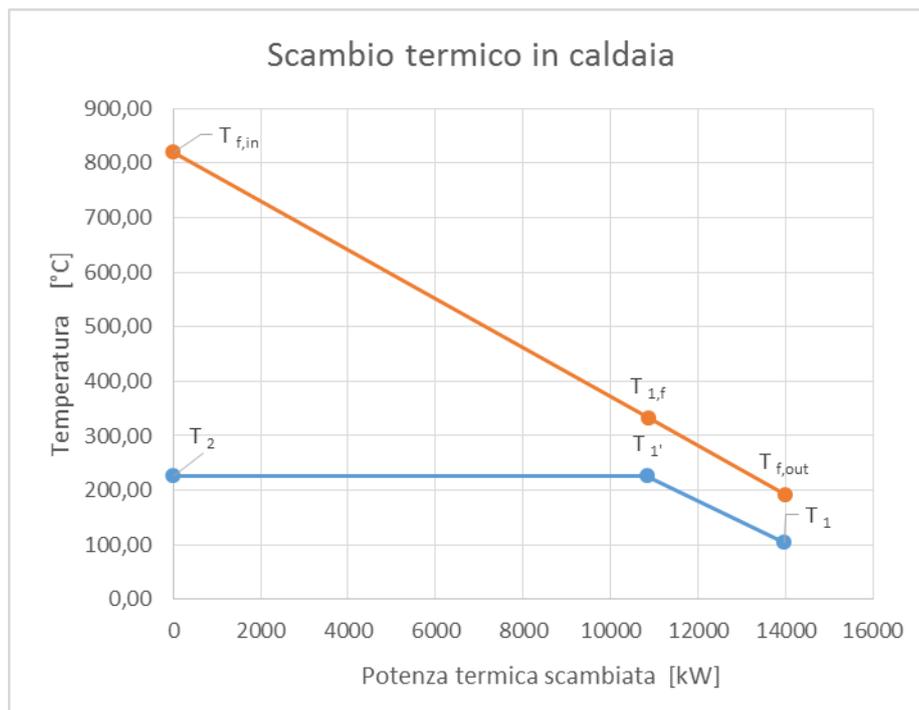


Figura 36- grafico di scambio termico nel generatore di vapore a servizio dell'espansore a vite

Nonostante ciò i fattori correttivi t^* e t^{**} vengono mantenuti, ma tutte le formule ed i riferimenti al surriscaldatore non sono più presenti.

8.2.2. RISULTATI

Dal calcolo iterativo per il generatore di vapore a servizio della turbina si sono ottenuti i seguenti risultati:

	$T_{f,in}$	T_{1f}	$T_{f,out}$	t^*	t^{**}	\dot{m}_w	S_{S-f}	S_{S-w}
	[°C]	[°C]	[°C]	[K]	[K]	$\left[\frac{kg}{s}\right]$	[%]	[%]
$\dot{m}_{in,gas,f}$	850	265	148,37	1,6	2	1,99	0,81	0,77
	820	262,95	146,32	1,6	2	1,91	1,58	1,54
	800	261,61	145,17	1,6	2	1,83	2,23	0,87
$\dot{m}_{in,min,f}$	850	310,69	180,69	-1,2	-1	4,42	0,06	0,11
	820	306,11	177,16	-1,2	-1	4,25	0,84	0,89
	800	303,11	174,24	-1,2	-1	4,13	1,64	1,58
$\dot{m}_{in,design,f}$	850	338,83	196,31	0	0	6,17	0,32	0,38
	820	332,89	192,86	0	0	5,92	0,31	0,25
	800	328,9	190,85	0	0	5,75	0,69	0,62
$\dot{m}_{in,max,f}$	850	346,73	198,32	0	0	6,77	0,54	0,59
	820	340,34	195,29	0	0	6,49	1,04	1,1
	800	336,15	192,84	0	0	6,3	1,5	1,44

Tabella 44- risultati dell'off-design del generatore di vapore a servizio dell'espansore a vite. I valori in grassetto sono stati imposti come costanti

Dai risultati in Tabella 44 è evidente come la riduzione della complessità del caso studiato abbia migliorato l'accuratezza del calcolo. Infatti le correzioni adottate sono state minime e in molti casi addirittura nulle.

La mancanza di uno scambio termico ad elevata temperatura (presente nel caso precedente al surriscaldatore) permette di mantenere la temperatura di uscita dei fumi a livelli maggiori per portate degli stessi anche modeste.

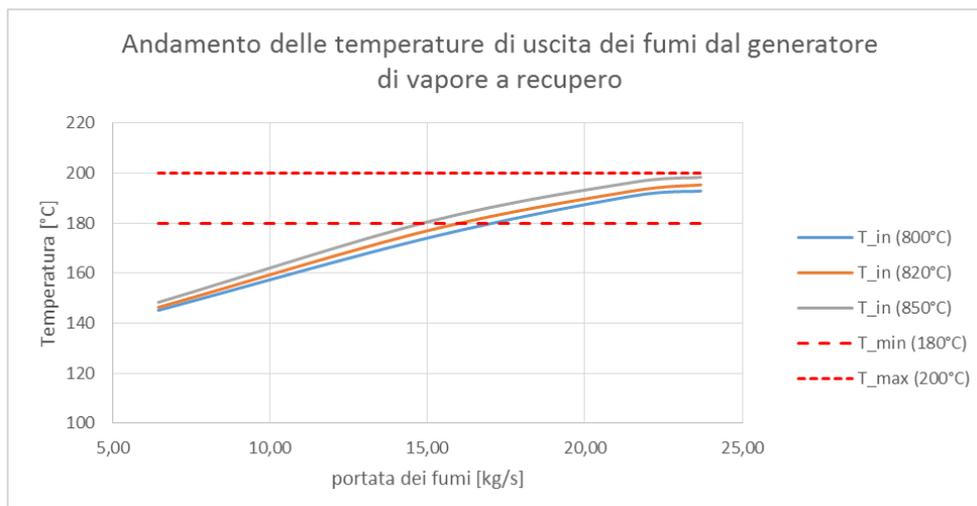


Figura 37- andamento grafico delle temperature di uscita dal generatore di vapore a recupero

Il calore a disposizione fornito dai fumi è però di pari entità rispetto alla precedente analisi, quindi se l'acqua non raggiunge più livelli di temperatura elevati e quindi di entalpia elevata, si manifesta un aumento della portata di acqua circolante.

Proprio questo aumento si può notare dalla Figura 38.

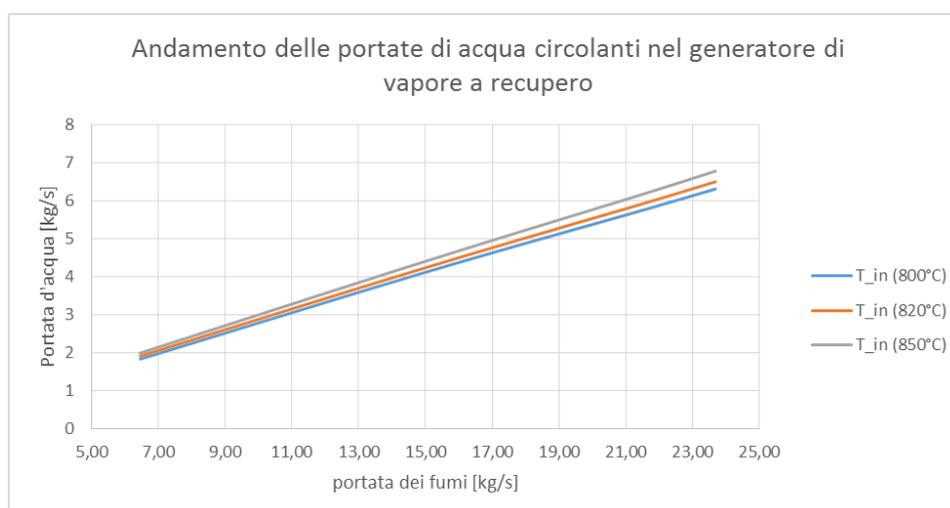


Figura 38- andamento delle portate d'acqua nel generatore di calore a recupero

Dal grafico si evince che la portata d'acqua può variare in un range compreso tra i circa 7 ed i $2 \frac{kg}{s}$. Considerando una portata d'acqua di design calcolata nella Tabella 10 pari a $6.32 \frac{kg}{s}$.

Si ha quindi una variabilità nella portata del +10% fino al -68%.

Questa variabilità è più facilmente affrontabile con l'utilizzo di più espansori in parallelo mantenendo anche alcuni di essi in condizioni di lavoro prossime al loro design e quindi prossime alle prestazioni migliori erogabili dalla macchina.

Infine, considerando i rendimenti precedentemente utilizzati per l'espansore a vite è stato possibile ricavare l'andamento delle potenze elettriche producibili in funzione della portata di fumi e della temperatura degli stessi all'ingresso del generatore.

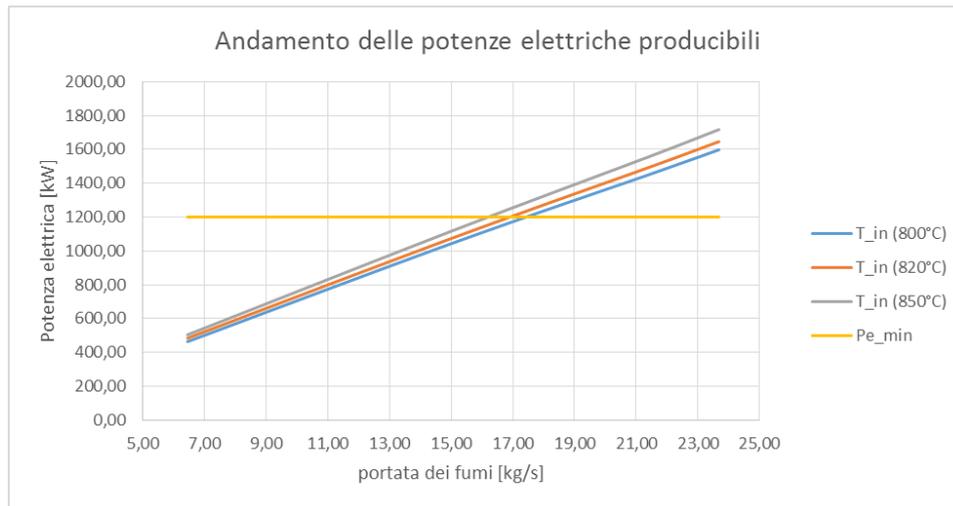


Figura 39-potenza elettrica producibile dagli espansori a vite

Come si può vedere dalla Figura 39 la produzione elettrica con espansori a vite potrebbe coprire la richiesta minima di energia elettrica per portate dei fumi superiori alla portata minima di progetto.

8.3.CALDAIA AD OLIO

Come già detto in precedenza la temperatura di uscita dei fumi sarà sempre maggiore di 250°C.

Lo studio dell'off-design sarà quindi condotto unicamente per avere un'indicazione dell'energia elettrica prodotta da questa soluzione.

8.3.1. LOGICA DI CALCOLO

Il calcolo si basa sempre sul mantenimento dell'uguaglianza tra il calore dei fumi, il calore richiesto dal fluido e quello che lo scambiatore potrebbe effettivamente scambiare.

La presenza di un solo scambiatore rende il modello molto semplice rispetto alle ipotesi precedenti.

In questo caso, infatti, la convergenza non rientra nella tolleranza del 5% rispetto allo scarto con il calore richiesto dall'olio, ma è puntuale.

Il punto critico del modello è la convergenza tra la temperatura di uscita ed il suo valore ipotizzato per estrapolarla dalla differenza di temperatura medio logaritmica.

In questo caso il valore ipotizzato di temperatura di uscita varia di 0.1 K ad ogni iterazione fino a raggiungere lo stesso valore della temperatura calcolata.

8.3.2. RISULTATI

In questo caso per ogni portata di fumi considerata si è ricavata la temperatura d'uscita dei fumi, la portata di massa di olio e quella di fluido organico.

Utilizzando un rendimento termico di scambio tra l'olio ed il fluido organico pari al 95% è stato possibile calcolare il calore a disposizione del ciclo ORC.

La portata di fluido organico è stata ricavata attraverso i dati del ciclo precedentemente determinati (capitolo 5.3).

	$T_{f,in}$ [°C]	$T_{f,out}$ [°C]	\dot{m}_{OLIO} [$\frac{kg}{s}$]	\dot{m}_{ORC} [$\frac{kg}{s}$]
$\dot{m}_{in,gas,f}$	850	251	35,29	7,66
	820	251	33,53	7,28
	800	251	32,35	7,02
$\dot{m}_{in,min,f}$	850	255	81,75	17,75
	820	255	77,65	16,86
	800	255	74,92	16,26
$\dot{m}_{in,design,f}$	850	260	115,79	25,15
	820	260	109,97	23,87
	800	259	106,09	23,03
$\dot{m}_{in,max,f}$	850	262	126,97	27,56
	820	261	120,58	26,18
	800	261	116,33	25,25

Tabella 45- risultati dell'off-design della caldaia ad olio

Si può subito notare come la portata di fluido refrigerante sia di molto maggiore rispetto alla portata di massa dell'acqua nei precedenti casi. Ciò conferma le considerazioni teoriche fatte in precedenza.

Da questi risultati e sfruttando i rendimenti meccanico, volumetrico ed elettrico si è quindi potuta ricavare la potenza elettrica producibile.

Il grafico delle potenze è visionabile alla seguente figura:

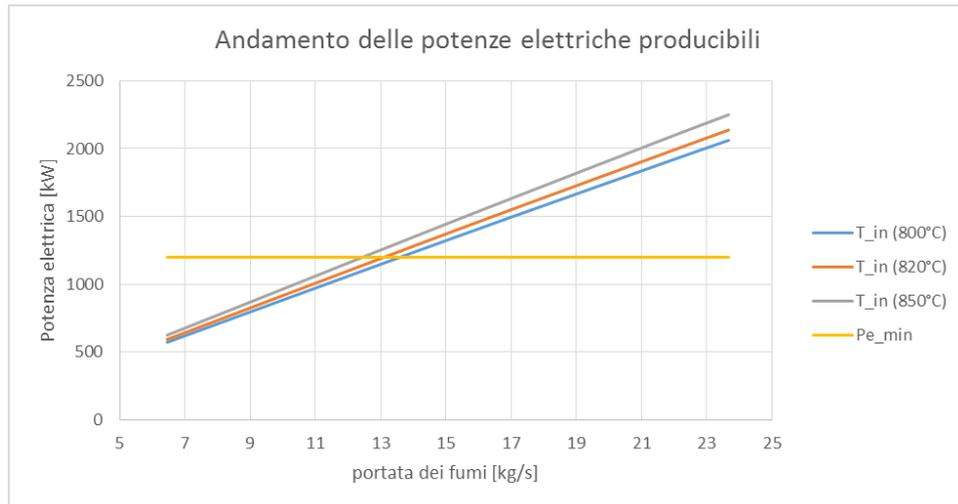


Figura 40- grafico delle potenze elettriche producibili dall'impianto ORC

Come faceva intendere il rendimento teorico di generazione dell'energia elettrica, l'impianto ORC si pone tra le altre due soluzioni in termini di rendimento di trasformazione. La potenza producibile risulta essere maggiore della richiesta per portate di fumi inferiori rispetto alla soluzione ad espansore, ma maggiori rispetto alla soluzione a turbina.

Inoltre, anche i livelli di potenza producibile sono superiori agli espansori a vite, ma inferiori rispetto alla turbina a vapore.

9. QUADRO ECONOMICO

Nei capitoli precedenti si è fatto un confronto termodinamico e tecnico delle soluzioni in esame. Nel presente capitolo il confronto verrà eseguito su base economica.

Per fare ciò si sfrutterà l'equazione presente nel capitolo dedicato alle valutazioni economiche del libro *Chemical Engineering Design* [18]:

$$C_e = a + b \cdot S^n \quad (44)$$

Dove:

- C_e è il costo di acquisto del componente al prezzo della Costa del Golfo Americana con prezzi riferiti al gennaio 2010, Chemical Engineering Plant Cost Index (CEPCI=532.9) e l'indice di costo di Nelson-Farrar pari a 2281.6
- a, b sono costanti riferite al macchinario preso in considerazione
- S è il parametro dimensionale riferito al macchinario preso in esame. L'unità di misura varia in base al tipo di macchina o apparato
- n è l'esponente che dipende dalla tipologia del macchinario

L'indice di Nelson-Farrar è riferito all'andamento dei costi nel settore petrolifero.

Tale indice non è influente nella presente analisi, ma viene riportato per meglio contestualizzare la formula utilizzata ed evidenziare che quanto sarà fatto in questo capitolo sarà solo una previsione dei costi.

La differenza di nazione ed anno rispetto alle basi utilizzate per definire i parametri dell'equazione (44) faranno sì che i prezzi possano discostare da quelli odierni.

L'esistenza di preventivi reali per macchine simili a quelle utilizzate nel presente studio, fa però sì che l'analisi economica possa essere verificata con valori del mercato odierno.

Tutti i valori delle costanti presenti nella precedente equazione sono riportate nel testo di Towel e Sinnott [18].

Per poter confrontare gli impianti in esame si sono considerati i principali componenti comuni a tutti gli impianti:

- ◆ Scambiatori nel generatore di vapore a recupero (o nella caldaia ad olio diatermico)
- ◆ Scambiatori supplementari (desurriscaldatore, condensatore ad aria)

- ◆ Pompe alimento
- ◆ Macchinari per la produzione di energia elettrica
- ◆ Energia consumata e venduta

Si fa notare che il risultato dell'equazione (44) è il prezzo del solo componente costruito in acciaio al carbonio. Per determinare il prezzo di installazione comprensivo di collegamenti elettrici, opere civili, materiali differenti e tutti gli accessori connessi, si è utilizzata la seguente formula [18]:

$$C = \sum_{i=1}^M C_e \cdot [(1 + f_p) \cdot f_m + (f_{er} + f_{el} + f_i + f_c + f_s + f_l)] \quad (45)$$

In questa equazione si ha che:

- f_p fattore di costo del piping
- f_m fattore di costo del materiale
- f_{er} fattore di costo della costruzione del macchinario
- f_{el} fattore di costo delle connessioni elettriche
- f_i fattore di costo per le strumentazioni ed il controllo
- f_c fattore di costo delle opere civili
- f_s fattore di costo delle costruzioni e strutture necessarie al macchinario
- f_l fattore di costo per verniciatura ed isolamento

Tutti questi fattori dipendono dal tipo di trasformazione che il macchinario attua. Essi variano se il macchinario elabora solamente fluidi, fluidi e solidi o solamente solidi.

Nel presente caso di studio i macchinari elaborano solamente fluidi.

Fattore	Valore	
f_p	0.8	
f_m	1.1	per ghisa
	1.3	per acciaio AISI 316
f_{er}	0.3	
f_{el}	0.2	
f_i	0.3	
f_c	0.3	
f_s	0.2	
f_l	0.1	

Tabella 46- fattori maggiorativi del prezzo dei macchinari riferiti all'elaborazione di soli liquidi [18]

Infine, calcolati i costi totali di investimento validi per la Costa del Golfo americana, è stato usato un coefficiente correttivo per determinare il corrispettivo costo riferito all'economia italiana. Tale fattore è pari a 1.14 [18].

Una volta definiti i costi di investimento sono stati calcolati i costi ed i guadagni nel tempo.

Il principale costo considerato è quello derivante dai costi operativi e di manutenzione.

Dalla letteratura sono stati ricavati diversi parametri per la loro determinazione.

I costi operativi e di manutenzione (O&M) di un impianto di recupero termico a turbina a vapore sono stati considerati pari a $14 \frac{\text{€}}{\text{kWh}}$ dell'impianto [19].

Per il recupero termico con espansori a vite, invece, il costo di manutenzione è stato considerato equivalente al 4% del costo totale di investimento [20].

Il costo di manutenzione dell'impianto ORC è stato valutato dai costi reali di un impianto presentato al quarto seminario internazionale sui cicli Rankine a fluido organico per la produzione di energia elettrica (4th International Seminar on Organic Rankine Cycle Power Systems - 13th to 15th September 2017 Milano, Italy).

Dal materiale diffuso dopo il seminario, per un impianto che produce 1100kW di energia elettrica netta il costo del modulo ORC è di 1.5 milioni di euro (circa $1400 \frac{\text{€}}{\text{kW}}$) con un costo di manutenzione di 0.18 milioni di euro all'anno (circa $160 \frac{\text{€}}{\text{kW}}$). Per gli impianti ORC si è quindi ricavato un costo di manutenzione proporzionale alla potenza prodotta e non alla potenza termica in ingresso all'impianto di recupero termico.

Il contributo economico principale è dato però dal consumo e dalla produzione dell'energia elettrica nell'impianto di smaltimento del fluff. Per tale analisi si è scelto di impostare il consumo di energia elettrica ad 1.35MWe (consumo medio) per 8000 ore all'anno e la produzione delle varie opzioni impiantistiche al valore nominale per 6000 ore equivalenti all'anno.

Il valore di 6000 ore all'anno è stato scelto considerando che impianti di questo tipo potrebbero lavorare in modo continuativo tutto l'anno, ma hanno anche regimi di alimentazione (cariche di car-fluff ed altri rifiuti) molto variabili. Fissando un valore di ore di funzionamento nominale ridotto, si vogliono considerare quindi anche i periodi di funzionamento in off design.

Per semplificare l'analisi e renderla il più possibile generale sono stati utilizzati prezzi di vendita e di acquisto dell'energia elettrica medi per l'Italia.

Il prezzo di acquisto dell'energia elettrica dalla rete è stato ricavato dal rapporto dell'Autorità di Regolazione per Energia Reti e Ambiente (ARERA) del 2017. Per le utenze industriali il prezzo di acquisto varia in base all'entità energetica del prelievo.

Prezzi finali dell'energia elettrica per i consumatori industriali nel 2017

Prezzi al netto e al lordo delle imposte; c€/kWh

	<20 MWh		20-500 MWh		500-2.000 MWh		2.000-20.000 MWh		20.000-70.000 MWh		70.000-150.000 MWh	
	Netto	Lordo	Netto	Lordo	Netto	Lordo	Netto	Lordo	Netto	Lordo	Netto	Lordo
Italia	14,22	26,42	9,87	20,53	8,21	16,94	7,57	14,97	7,09	12,98	6,11	9,43

Tabella 47- estratto rapporto ARERA 2017 sul prezzo dell'energia elettrica per utenti industriali

Per l'impianto in esame avente una potenza di 1.5MWe per 8000 ore all'anno, il prelievo energetico dalla rete è pari a 12000MWh.

L'impianto di gassificazione del car-fluff rientra dunque nella fascia 2000-20000 MWh con un prezzo lordo di acquisto pari a $14.97 \frac{c\text{€}}{kWh}$

Per definire il prezzo di vendita, invece, si è fatto riferimento al Rapporto delle Attività del Gestore dei Servizi Energetici (GSE) del 2018. In questo rapporto sono anche presenti i dati del 2017 che sono stati utilizzati per coerenza con i prezzi di acquisto dalla rete.

Dal rapporto si ricava un costo medio di vendita alla rete (e quindi di acquisto da parte del GSE) di $53.95 \frac{\text{€}}{MWh}$ equivalenti a $5.395 \frac{c\text{€}}{kWh}$.

Questo prezzo non comprende volutamente tariffe incentivanti per poter effettuare una valutazione economica valida nel tempo.

Infatti vi è la possibilità che l'impianto non acceda agli incentivi per il recupero termico, che perda la possibilità di accesso o che la legislazione cambi nel periodo di vita dell'impianto.

Inoltre lo scopo principale dell'impianto e sua principale fonte di guadagno, è la gassificazione dei rifiuti ed il loro smaltimento. Come già detto l'impianto sarà remunerato per questa attività che non è studiata nella presente ricerca.

Il recupero termico è dunque un investimento per valorizzare uno scarto di produzione. Esso deve però essere remunerativo nel tempo per poter essere attuato.

Poiché lo scopo dell'impianto non è quello di produrre utili dalla vendita di energia elettrica, il vantaggio economico è anche valutabile come risparmio in bolletta per l'energia consumata. Esso sarà valutato al prezzo di acquisto sopracitato.

9.1.BILANCIO SEMPLIFICATO DELLA SOLUZIONE A TURBINA

Per questa soluzione si è considerata la presenza dei seguenti componenti principali d'impianto:

- ❖ Surriscaldatore
- ❖ Evaporatore
- ❖ Preriscaldatore
- ❖ Pompa di alimento
- ❖ Turbina
- ❖ Condensatore
- ❖ Impianto di addolcimento dell'acqua
- ❖ Desurriscaldatore

9.1.1. SCAMBIATORI DI CALORE

Poiché i fattori dell'equazione (44) non sono specifici per ogni applicazione, ma riguardano tipologie costruttive dei macchinari, è stato usato il tipo di scambiatore che più assomiglia, per costruzione, a quelli utilizzati.

Poiché gli scambiatori dimensionati sono a tubi lisci con più passaggi aventi acqua circolante all'interno dei tubi ed un altro fluido all'esterno (non liquido), gli scambiatori più affini presenti nelle tabelle dei fattori di costo sono gli scambiatori a fascio tubiero con tubi ad U (tabella 7.2 [18]). Per tali scambiatori i coefficienti presenti sono:

$$a = 28000 \quad b = 54 \quad n = 1.2$$

Per gli scambiatori la grandezza di riferimento è l'area di scambio termico espressa in m^2 .

Inoltre, poiché il desurriscaldatore dovrà smaltire una quantità di calore simile al surriscaldatore, in prima approssimazione si è deciso di considerarlo della medesima area di scambio termico del surriscaldatore.

La stessa categoria di scambiatori è stata utilizzata anche per il condensatore. In questo caso, però si è previsto uno scambio con acqua da 12 a 18°C con un coefficiente di scambio termico medio in condensazione vapor d'acqua-acqua ricavato da appunti

di termo fluidodinamica pari a $6000 \frac{W}{m^2 K}$. In queste condizioni per un salto entalpico in condensazione di $2248.96 \frac{kJ}{kg}$ con temperatura di condensazione di $32.87^\circ C$ l'area risultante è pari a $96.60 m^2$.

Per gli altri scambiatori le aree sono quelle già calcolate in precedenza:

$$S_{SH} = 150.57 m^2 \quad S_{EVA} = 367.71 m^2 \quad S_{PRE} = 470.06 m^2$$

9.1.2. POMPA DI ALIMENTO

Per la pompa di alimento si è considerata la tipologia di macchine “pompe centrifughe a singolo stadio”.

Per tale categoria i fattori di costo sono:

$$a = 8000 \quad b = 240 \quad n = 0.9$$

Mentre la grandezza da considerare è la portata espressa in $\frac{dm^3}{s}$.

Per tale portata si utilizzerà la portata di design approssimata per eccesso all'unità superiore, quindi $5 \frac{kg}{s}$.

Considerando inoltre la densità dell'acqua pari a $1000 \frac{kg}{m^3}$ si può considerare la portata espressa in $\frac{kg}{s}$ dello stesso valore in modulo, alla portata espressa in $\frac{dm^3}{s}$.

Si è considerato che il materiale della pompa di alimento fosse ghisa.

9.1.3. COSTO DELLA TURBINA

Il costo della turbina è derivato da un'offerta fatta per la stessa da una nota ditta costruttrice.

Il costo utilizzato è stato dunque di 1,050,000 € comprensivi di installazione e connessione.

9.1.4. IMPIANTO DI ADDOLCIMENTO

In questo caso l'impianto di addolcimento ionico è presente nella tabella dei coefficienti di costo.

I fattori rilevati sono dunque:

$$a = 14000 \quad b = 6200 \quad n = 0.75$$

Per l'impianto di addolcimento la grandezza fondamentale è la portata in $\frac{m^3}{h}$.

Questa portata è stata definita dello stesso valore di quella della pompa di alimento, ovviamente convertita per adeguarne l'unità di misura ($18 \frac{m^3}{h}$).

9.1.5. BILANCIO

	<i>Costo materiale</i> (C_e)	<i>Costo totale</i> (C)	<i>Costo totale in</i> <i>Italia</i>
<i>Surriscaldatore</i>	50.165,62 \$	187.619,42 \$	213.886,14 €
<i>Evaporatore</i>	92.714,30 \$	346.751,50 \$	395.296,71 €
<i>Preriscaldatore</i>	114.891,58 \$	429.694,52 \$	489.851,76 €
<i>Desurriscaldatore</i>	50.165,62 \$	187.619,42 \$	213.886,14 €
<i>Pompa alimento</i>	9.021,61 \$	30.493,03 \$	34.762,06 €
<i>Turbina</i>	-	-	1.050.000,00 €
<i>Condensatore</i>	41.012,67 \$	153.387,37 \$	174.861,61 €
<i>Addolcitore</i>	68.180,88 \$	254.996,50 \$	290.696,01 €
		Totale	2.863.240,42 €

Tabella 48- bilancio dell'investimento per l'impianto a turbina a vapore

Il flusso di cassa semplificato per l'impianto di recupero è il seguente:

	Costo	Note	Costo totale
<i>Manutenzione</i>	$14 \frac{\text{€}}{\text{kW}_{th}}$	L'impianto ha una potenzialità termica di circa 16 MW_{th}	224.000,00 €/y
<i>Energia prodotta</i>		La potenza nominale dell'impianto è di 3.260 kWe per 6000h/y	19.560.000 kWh
<i>Energia consumata</i>		La potenza degli autoconsumi dell'impianto è di 1.350 kWe per 8000h/y	10.800.000 kWh
<i>Energia venduta</i>	$-0.05395 \frac{\text{€}}{\text{kWh}}$		8.760.000 kWh -472.602,00 €/y
<i>Energia acquistata</i>	$0.1497 \frac{\text{€}}{\text{kWh}}$		0,00 kWh 0,00 €/y
		Costo totale	-248.602,00 €/y

Tabella 49- flusso di cassa per la soluzione a turbina a vapore

Le valutazioni economiche sui flussi di cassa sono fatte esclusivamente su base annuale media. Ovviamente il funzionamento dell'impianto sarà variabile e ci potranno essere periodi in cui l'energia elettrica dovrà essere acquistata dalla rete elettrica.

In linea di principio, però, questa configurazione permetterebbe di ottenere degli utili dal recupero termico. Inoltre bisogna anche considerare il risparmio del mancato acquisto dell'energia elettrica.

Dalla Tabella 49 si evince, infatti, che la richiesta di energia elettrica sarebbe di 10.800.000 kWh che corrisponderebbe ad una spesa annua di $1.616.760,00 \frac{\text{€}}{\text{y}}$

Considerando, inoltre, i proventi dalla vendita dell'energia in eccesso, all'anno si avrebbe un guadagno, rispetto alla situazione senza recupero termico di $1.865.362,00 \frac{\text{€}}{\text{y}}$.

Il tempo di ritorno dell'investimento sembrerebbe dunque di un anno e mezzo.

Bisogna però tener conto i numerosi costi non considerati nella gestione di questo impianto: gli oneri per le autorizzazioni, la tassazione del terreno, gli stipendi dei lavoratori, il costo della minuteria e del valvolame, gli oneri per la progettazione, la variabilità del prezzo di vendita e di acquisto dell'energia, il costo dei sistemi ridondanti e delle sicurezze, il costo della formazione dei lavoratori e dei conduttori patentati e tutte le spese del cantiere.

Alla luce di queste valutazioni il tempo di ritorno dell'investimento, potrebbe cautelativamente essere stimato a 3 anni.

9.2.BILANCIO SEMPLIFICATO DELLA SOLUZIONE AD ESPANSORI

Per questa soluzione si è considerata la presenza dei seguenti componenti principali d'impianto:

- ❖ Evaporatore
- ❖ Preriscaldatore
- ❖ Pompa di alimento
- ❖ Espansori a vite
- ❖ Condensatore
- ❖ Impianto di addolcimento dell'acqua

9.2.1. SCAMBIATORI DI CALORE

Le considerazioni per gli scambiatori di calore sono le medesime fatte in precedenza.

Per il condensatore sono stata utilizzate le stesse proprietà viste in precedenza ma in questa opzione il salto entalpico in condensazione è di $1948.03 \frac{kJ}{kg}$ con temperatura di condensazione di $104.78^{\circ}C$ l'area risultante è pari a $22.90 m^2$.

Per gli altri scambiatori le aree sono quelle già calcolate in precedenza:

$$S_{EVA} = 478.31 m^2 \quad S_{PRE} = 593.76 m^2$$

9.2.2. POMPA DI ALIMENTO

Le considerazioni per la pompa di alimento sono le medesime viste in precedenza.

Come portata si utilizzerà la portata di design approssimata per eccesso all'unità superiore, quindi $7 \frac{kg}{s}$.

Considerando inoltre la densità dell'acqua pari a $1000 \frac{kg}{m^3}$ si può considerare la portata espressa in $\frac{kg}{s}$ dello stesso valore in modulo, alla portata espressa in $\frac{dm^3}{s}$.

9.2.3. ESPANSORI A VITE

Vista la portata di acqua elaborata, l'offerta fatta per gli espansori a vite è di 950.000,00 € totali per 4 unità comprensivo di installazione e connessione.

9.2.4. IMPIANTO DI ADDOLCIMENTO

L'impianto di addolcimento è stato considerato dello stesso tipo rispetto al precedente con la portata definita dello stesso valore di quella della pompa di alimento, ovviamente convertita per adeguarne l'unità di misura ($25.20 \frac{m^3}{h}$).

9.2.5. BILANCIO

	<i>Costo materiale</i> (C_e)	<i>Costo totale</i> (C)	<i>Costo totale in</i> <i>Italia</i>
<i>Evaporatore</i>	116.724,82 \$	436.550,82 \$	497.667,93 €
<i>Preriscaldatore</i>	143.007,69 \$	534.848,76 \$	609.727,59 €
<i>Pompa alimento</i>	9.382,93 \$	31.714,30 \$	36.154,30 €
<i>Espansori</i>	-	-	950.000,00 €
<i>Condensatore</i>	30.313,11 \$	113.371,03 \$	129.242,98 €
<i>Addolcitore</i>	83.733,60 \$	313.163,67 \$	357.006,58 €
		Totale	2.529.799,38 €

Tabella 50- bilancio dell'investimento per l'impianto ad espansori a vite

Il flusso di cassa semplificato per l'impianto di recupero con espansori è il seguente:

	Costo	Note	Costo totale
<i>Manutenzione</i>	4% del totale investito		101.191,98 €/y
<i>Energia prodotta</i>		La potenza nominale dell'impianto è di 1.500 kWe per 6000h/y 9.000.000 kWh	
<i>Energia consumata</i>		La potenza degli autoconsumi dell'impianto è di 1.350 kWe per 8000h/y 10.800.000 kWh	
<i>Energia venduta</i>	$-0.05395 \frac{\text{€}}{\text{kWh}}$	0,00 kWh	0,00 €/y
<i>Energia acquistata</i>	$0.1497 \frac{\text{€}}{\text{kWh}}$	1.800.000 kWh	269.460,00 €/y
		Costo totale	370.651,98 €/y

Tabella 51- flusso di cassa per la soluzione ad espansore a vite

Apparentemente questa soluzione non prevede utili. Bisogna però considerare come fatto in precedenza, la quota di energia che non viene acquistata dalla rete perché autoprodotta ed il relativo risparmio nella bolletta elettrica.

L'energia che non viene acquistata è pari a 9.000.000 kWh corrispondenti ad una mancata spesa di $1.347.300,00 \frac{\text{€}}{\text{y}}$.

Considerando che tale importo è un risparmio ad esso si devono detrarre solamente le spese per la manutenzione.

Si ha quindi un guadagno annuale rispetto al mancato recupero termico di 1.246.108,02 €.

Ciò porta ad un tempo di ritorno di circa 2 anni.

Per le stesse considerazioni sui costi non considerati in questa analisi, fatti in precedenza, è possibile stimare un tempo di ritorno effettivo di circa 4 anni.

9.3.BILANCIO SEMPLIFICATO DELLA SOLUZIONE ORC

Per questa soluzione si è considerata la presenza dei seguenti componenti principali d'impianto:

- ❖ Scambiatore ad olio
- ❖ Pompa di alimento
- ❖ Impianto ORC

9.3.1. SCAMBIATORI DI CALORE

Lo scambiatore di calore è solamente quello olio-fumi.

Le considerazioni precedenti rimangono valide anche in questo caso. La sola differenza è la mancanza del condensatore poiché già compreso nell'impianto ORC.

L'area dello scambiatore è di 1199.19 m^2 .

9.3.2. POMPA DI ALIMENTO

In questo caso la pompa di alimento deve elaborare la portata di olio. Come visto il limitato salto di temperatura effettuabile con l'olio diatermico determina la necessità di un'elevata portata. Essa nel design è pari a $109.71 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ ma, considerando una densità media dell'olio pari a $854 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$, come visto in precedenza, la portata volumetrica risulta pari a $126 \frac{\text{dm}^3}{\text{s}}$.

Il modello di pompa utilizzato è sempre il medesimo.

9.3.3. COSTO DELL'IMPIANTO RANKINE A FLUIDO ORGANICO

Come visto in precedenza è possibile definire il costo di un impianto ORC attraverso la potenza elettrica da erogare. Dallo studio dell'off-design risulta possibile estrarre una potenza elettrica nominale di 1900 kW_e .

Considerando un investimento di $1400 \frac{\text{€}}{\text{kW}_e}$ l'importo totale per l'impianto ORC risulta essere pari a $2.660.000,00 \text{ €}$.

9.3.4. BILANCIO

	<i>Costo materiale (C_e)</i>	<i>Costo totale (C)</i>	<i>Costo totale in Italia</i>
<i>Scambiatore olio- fumi</i>	295.337,18 \$	1.104.561,04 \$	1.259.199,59 €
<i>Pompa alimento</i>	26.581,15 \$	89.844,28 \$	102.422,48 €
<i>ORC</i>	-	-	2.660.000,00 €
		Totale	4.021.622,07 €

Tabella 52- bilancio dell'investimento per l'impianto ORC

Il flusso di cassa semplificato per l'impianto di recupero con ciclo Rankine a fluido organico è il seguente:

	Costo	Note	Costo totale
<i>Manutenzione</i>	$160 \frac{\text{€}}{\text{kWe}}$	La potenza elettrica nominale è risultata essere pari a 1900 kWe	304.000,00 €/y
<i>Energia prodotta</i>		La potenza nominale dell'impianto è di 1.900 kWe per 6000h/y	11.400.000 kWh
<i>Energia consumata</i>		La potenza degli autoconsumi dell'impianto è di 1.350 kWe per 8000h/y	10.800.000 kWh
<i>Energia venduta</i>	$-0.05395 \frac{\text{€}}{\text{kWh}}$		600.000 kWh 32.370,00 €/y
<i>Energia acquistata</i>	$0.1497 \frac{\text{€}}{\text{kWh}}$		0,00 kWh 0,00 €/y
		Costo totale	271.630,00 €/y

Tabella 53- flusso di cassa per la soluzione con impianto ORC

Come per la soluzione utilizzando la turbina a vapore si ha un ritorno economico annuale derivante dalla vendita dell'energia elettrica alla rete nazionale.

In questo caso però l'entità della vendita non è tale da sopperire integralmente alle spese di manutenzione che risultano essere molto elevate.

L'entità delle spese di manutenzione è giustificata dalla completa gestione esterna dell'impianto che deve essere remunerata.

Anche in questo caso non si avrebbe, almeno teoricamente, bisogno di energia dalla rete. Ciò porta ad un risparmio annuale di 1.616.760,00 € ai quali vanno sottratti i

costi risultanti dai flussi di cassa. Si ottiene così un risparmio netto annuale di 1.345.130,00 €.

Da questi dati il tempo di ritorno previsto sarebbe di poco meno di 3 anni.

In questo caso, con l'acquisto di un modulo ORC completo e pre-assemblato gestito da remoto, vengono meno molte delle spese sopra citate. Il modulo non richiede un presidio continuo, la caldaia ad olio non richiede il conduttore patentato, tutti gli apparecchi interni al modulo sono già connessi tra loro e testati.

Alla luce di queste ultime considerazioni si ritiene attendibile il tempo di ritorno calcolato di 3 anni.

10. CONCLUSIONI

Dai dati ottenuti e dalle considerazioni eseguite durante lo studio del caso proposto si è verificato come non esista una soluzione migliore in assoluto rispetto ad altre.

La principale discriminante per la scelta è sempre la volontà del committente. La scelta fondamentale da affrontare è la destinazione finale dell'impianto e la filosofia di gestione.

Come visto dai calcoli economici e termodinamici, un impianto sfruttante una turbina a vapore avrebbe una produzione elettrica molto elevata, al di sopra delle necessità degli autoconsumi e perciò permetterebbe la vendita dell'energia in eccesso.

Questo però esporrebbe poi l'intero impianto alla variabilità dei mercati energetici e porterebbe, probabilmente, all'aggiunta di ulteriori costi derivanti dalla gestione economica dell'interscambio con la rete.

Inoltre, data l'elevata potenza elettrica in gioco, non è escluso che la rete non accetti tutta l'energia prodotta forzando l'impianto alla variazione del regime di funzionamento o alla dissipazione forzata del calore in eccesso.

D'altro canto, l'utilizzo continuativo di un qualunque macchinario lontano dalle condizioni di progetto ne determina un rapido decadimento delle prestazioni. Quindi anche un utilizzo della turbina per sopperire ai soli autoconsumi non è auspicabile.

In definitiva l'utilizzo di una turbina a vapore sarebbe subordinato ad una volontà di divenire anche produttori di energia elettrica da recupero termico entrando in competizione con i produttori di energia rinnovabili che, spesso, hanno diritto di immissione della loro energia in rete.

Altre prospettive sono invece aperte per l'utilizzo degli espansori a vite e dell'impianto a ciclo Rankine a fluido organico.

La produzione dell'energia appena sufficiente per gli autoconsumi da un lato espone al rischio di non produrre sufficiente potenza elettrica (e quindi energia) per alcuni periodi dell'anno, dall'altra permette di avere ridotti picchi di surplus energetico.

Entrambe le situazioni trovano però una semplice soluzione. La mancanza di energia viene sopperita dalla connessione con la rete elettrica (sempre presente anche in caso di vendita). I picchi di surplus possono essere dissipati (se modesti) o accumulati e riutilizzati (se frequenti e sufficientemente duraturi). L'introduzione di

un accumulo è però possibile solo dopo uno studio approfondito del regime di funzionamento dell'impianto a monte del recupero termico. Solo conoscendo la variabilità del calore disponibile sarà possibile valutare il ritorno economico di un sistema di accumulo.

Da un punto di vista puramente economico la soluzione ad espansori a vite sembrerebbe la più svantaggiosa con un tempo di ritorno maggiore e un minor soddisfacimento dei consumi elettrici dell'impianto.

Osservando i risultati da un altro punto di vista, però, tale soluzione sarebbe il perfetto connubio tra una produzione per l'autoconsumo ed un sistema gestibile internamente all'impianto. La mancanza di vapore surriscaldato diminuisce infatti il rischio e la pericolosità degli incidenti che possono verificarsi nell'impianto.

La mancanza di un ingresso nel mercato dell'energia elettrica non richiede la formazione o comunque la presenza di personale atto allo scopo.

Con tale soluzione si avrebbe dunque un impianto avente come principale obiettivo quello di gestire, gassificare e distruggere i rifiuti e secondariamente ottenere un risparmio economico con la produzione di energia da calore di scarto.

Lo stesso risultato si otterrebbe con l'impianto ORC con la grande differenza di avere un impianto gestito esternamente da remoto.

Questo semplifica la gestione, ma supporto e manutenzione straordinario sarebbero tanto rapidi quanto è vicino il centro di controllo rispetto all'impianto.

La presenza di fluidi organici, spesso leggermente o anche molto infiammabili e anche tossici in alcuni casi, espone a rischi maggiori in caso di guasti e richiede sempre l'intervento di personale specializzato.

Però gli impianti ORC sono impianti molto flessibili e, a richiesta, anche cogenerativi con acqua in uscita a 90°C.

In definitiva la scelta del migliore impianto dipende dalle necessità e dalle volontà del committente:

- Turbina: per diventare produttore di energia elettrica e venditori sul mercato
- Espansori: per avere un impianto gestibile internamente e più semplice da mantenere rinunciando ad una completa autosufficienza (anche se si sarebbe prossimi a questa condizione)

- Ciclo Rankine a fluido Organico: per avere un impianto più oneroso a livello economico ma con ridotti problemi di gestione

Tutti gli impianti di recupero rientrerebbero inoltre del loro investimento in tempi ragionevoli considerando il risparmio di energia conseguito.

11. BIBLIOGRAFIA

- [1] Joung, H., Seo, Y., Kim, K., 2007. “Distribution of dioxins, furans, and dioxin-like PCBs in solid products generated by pyrolysis and melting of automobile shredder residues”. *Chemosphere* 68, 1636–1641;
- [2] Mancini, G., Tamma, R., Viotti, P., 2010. “Thermal process of fluff: preliminary tests on a full scale treatment plant. *Waste Manage*”, 30 (8–9), 1670–1682.;
- [3] R. Cossu, S. Fiore, T. Lai, A. Luciano, G. Mancini, B. Ruffino, P. Viotti, M.C. Zanetti, “Review of Italian experience on automotive shredder residue characterization and management”, *Waste Management*, Volume 34, Issue 10, 2014, Pages 1752-1762;
- [4] “Linee guida sul trattamento dei veicoli fuori uso. Aspetti tecnologici e gestionali”, rapporto ISPRA, marzo 2008;
- [5] 2006/32/CE Direttiva del Parlamento Europeo e del Consiglio del 5 aprile 2006 concernente l'efficienza degli usi finali dell'energia e i servizi energetici e recante abrogazione della direttiva 93/76/CEE del Consiglio
- [6] Zhen Xu, Ming Jia, Yaopeng Li, Yachao Chang, Guangfu Xu, Leilei Xu, Xingcai Lu, Computational optimization of fuel supply, syngas composition, and intake conditions for a syngas/diesel RCCI engine, *Fuel*, Volume 234, 2018, Pages 120-134,
- [7] Nicola Rossi, “Manuale del Termotecnico” pag. 845 tabella 19.2, Hoepli, 4° edizione
- [8] “Manuale dell’ingegnere” Nuovo Colombo, volume II, capitolo F pagine 241-243, Depurazione dell’acqua di alimento, 85° edizione, edito da Hoepli
- [9] Catalogo oli diatermici, D.E.L.C.O.
- [10] J.C. Collier, Boiling and Evaporation 2.7.1-2.7.8, in “Heat Exchanger Design Handbook”, Hemisphere 1983
- [11] Giovanni Lozza, “Turbine a gas e cicli combinati”, seconda edizione, Progetto Leonardo;
- [12] “Manuale dell’Ingegnere” Nuovo Colombo, volume II, capitolo F pagine 266-286, Turboespansori, 85° edizione, edito da Hoepli

- [13] Olivier Dumont, Antoine Parthoens, Rémi Dickes, Vincent Lemort, “Experimental investigation and optimal performance assessment of four volumetric expanders (scroll, screw, piston and roots) tested in a small-scale organic Rankine cycle system”, *Energy*, Volume 165, Part A, 2018, Pages 1119-1127
- [14] Sylvain Quoilin, Martijn Van Den Broek, Sébastien Declaye, Pierre Dewallef, Vincent Lemort, “Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 22, 2013, Pages 168-186
- [15] V. Gnielinski, “On heat transfer in tubes”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 63 pp. 134-140, 2013
- [16] Shah, M. M., “A new correlation for heat transfer during boiling flow through pipes” *ASHRAE Trans.*, vol. 82, pp.66-86, 1976
- [17] Shah, M. M., “Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study” *ASHRAE Trans.*, vol. 88, pp.185-196, 1982
- [18] Gavin Towel, Ray Sinnott, “Chemical Engineering Design: Principles, Practise and Economics of plant and process design”, Seconda edizione, Elsevier
- [19] Carlo Carcasci, Beniamino Pacifici, Lorenzo Winchler, Lorenzo Cosi, Riccardo Ferraro, “Thermoeconomic Analysis of a One-Pressure Level Heat Recovery Steam Generator Considering Real Steam Turbine Cost”, *Energy Procedia*, Volume 82, 2015, Pages 591-598
- [20] Pengcheng Li, Jing Li, Ronghui Tan, Yandong Wang, Gang Pei, Bin Jiang, Jingchun Tang, “Thermo-economic evaluation of an innovative direct steam generation solar power system using screw expanders in a tandem configuration”, *Applied Thermal Engineering*, Volume 148, 2019, Pages 1007-1017

*Ringrazio chi mi ha sempre sostenuto in questi
anni di studio, di lavoro, di servizio.*

*Chi ha capito le mie difficoltà e chi ha
festeggiato con me i successi della vita.*

Grazie.

Questo gesto non andrà perduto.