



Ricerca di Sistema elettrico

Analisi critica degli strumenti progettuali per scambiatori fumi-sali fusi operanti in differenti condizioni termofluido- dinamiche

G. Chiatti, F. Palmieri, M. Amalfi

ANALISI CRITICA DEGLI STRUMENTI PROGETTUALI PER SCAMBIATORI FUMI-SALI FUSI OPERANTI IN DIFFERENTI CONDIZIONI TERMOFLUIDO-DINAMICHE

G. Chiatti, F. Palmieri, M. Amalfi (Dipartimento di Ingegneria, Università Roma Tre)

Settembre 2014

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico – ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2013

Area: Produzione di Energia Elettrica e protezione dell'ambiente

Progetto: Sviluppo di sistemi per la produzione di energia elettrica da biomasse e l'upgrading dei biocombustibili

Obiettivo: Sviluppo di sistemi di produzione dell'energia elettrica e cogenerativi e riduzione dell'impatto ambientale

Responsabile del Progetto: Vito Pignatelli, ENEA

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione "Studio e progettazione di uno scambiatore del tipo a tubi di fumo e a tubi di sali per caldaie a sali fusi"

Responsabile scientifico ENEA: Pietro Tarquini

Responsabile scientifico Università Roma Tre: Giancarlo Chiatti

Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE	5
2 CONSIDERAZIONI SUL DIMENSIONAMENTO DEGLI SCAMBIATORI FUMI-SALI.....	6
2.1 CARATTERISTICHE CHIMICO FISICHE SALE FUSO	6
2.2 SCAMBIO TERMICO PARETE-SALE FUSO, METODI PER LA VALUTAZIONE DEL COEFFICIENTE DI SCAMBIO TERMICO	7
2.3 MODELLI DI SCAMBIO CONVETTIVO E RIEPILOGO RELAZIONI PER SCAMBIO TERMICO SALI FUSI IN CONVEZIONE NATURALE	8
2.4 VALUTAZIONE DEL COEFFICIENTE DI SCAMBIO TERMICO DI PROGETTO	10
2.4.1 <i>Analisi parametrica modello turbolenza su corrente a bassa velocità</i>	11
2.4.2 <i>Simulazione dello scambio termico su parete verticale</i>	14
2.4.3 <i>Definizione coefficiente di scambio globale per modulo di scambio in configurazione a tubi di fumo</i>	16
3 SINTESI DEI PARAMETRI DI PROGETTO PER IL DIMENSIONAMENTO DEGLI SCAMBIATORI A TUBI DI FUMO.....	20
3.1 SUPERFICIE DI SCAMBIO TERMICO	20
3.2 PROFILI DI TEMPERATURA ATTESI SULLE SUPERFICI METALLICHE.....	22
4 DIMENSIONAMENTO PRELIMINARE DEGLI SCAMBIATORI	24
4.1 ARCHITETTURA A TUBI DI FUMO (TAGLIA 1 MWT)	24
4.1.1 <i>Considerazioni sull'architettura a tubi di fumo in assetto verticale</i>	25
4.2 ARCHITETTURA A TUBI DI SALI (TAGLIA 5 MWT).....	25
5 CONCLUSIONI.....	26
6 APPENDICE - METODI DESCRITTIVI SCAMBIO TERMICO CONVETTIVO.....	27
6.1 PREMESSA	27
6.2 STRATO LIMITE.....	27
6.3 FLUSSI INTERNI IN REGIME LAMINARE	30
6.4 FLUSSI DISSIPATIVI, NUMERO DI ECKERT, MODELLO DI COUETTE	32
6.5 CONVEZIONE NATURALE	34
6.5.1 <i>Ipotesi di Boussinesq, pressione corretta</i>	34
6.5.2 <i>Convezione naturale soluzione integrale</i>	34
6.5.3 <i>Soluzione integrale della convezione naturale su parete verticale</i>	35
6.5.4 <i>Convezione naturale: numeri adimensionali</i>	36
6.5.5 <i>Convezione naturale in spazi confinati</i>	37
6.5.6 <i>Relazioni sperimentali per convezione naturale</i>	39
6.5.7 <i>Convezione mista, numero di Richardson</i>	39
7 NOMENCLATURA	41
8 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	42

Sommario

Le attività hanno riguardato il progetto dello scambiatore di calore fumi-sali fusi in due configurazioni, una a tubi di fumo per gli impianti di piccola taglia (1 MWt), l'altra a tubi di sale per taglie superiori (5 MWt).

Nel corso del primo anno di attività erano state messe in luce le caratteristiche delle diverse configurazioni, identificando alcuni elementi di criticità, da affrontare e risolvere per il proseguimento delle fasi di affinamento della progettazione. A causa della peculiarità delle condizioni di scambio termico che si verificano nella soluzione a tubi di fumo, si è reso necessario l'approfondimento dello studio del comportamento termofluidodinamico lato sali, in cui lo scambio termico si realizza in regime di convezione naturale.

In tale ottica, si è effettuata l'analisi critica degli strumenti progettuali da impiegare nel dimensionamento degli scambiatori fumi-sali. In particolare, è stata effettuata una valutazione del coefficiente di scambio termico globale, in grado di rappresentare il comportamento dei sali fusi nell'assetto di scambiatore a tubi di fumo con flussi in controcorrente in verticale. Dal punto di vista del metodo, l'analisi è stata articolata in diverse fasi: la ricognizione preliminare sullo stato dell'arte, la scelta di un modello di scambio termico convettivo fra quelli proposti in letteratura, la modellazione in ambiente 3-D CFD di un elemento di scambiatore a tubi di fumo.

Sulla base delle simulazioni svolte, si è caratterizzato il comportamento dei sali per quanto riguarda il coefficiente di scambio termico e si è proceduto all'affinamento della progettazione dello scambiatore a tubi di fumo, individuando la superficie di scambio termico e definendo l'assetto costruttivo.

In forza delle attività svolte, sono state inoltre confermate le considerazioni relative all'assetto a tubi di sali, specialmente per quanto concerne l'opportunità di ricorrere alla soluzione mista radiativa-convettiva.

1 Introduzione

Il presente rapporto illustra le attività di ricerca effettuate nell'ambito del Piano Annuale di Realizzazione 2013, per il progetto B.1.1 "Sviluppo di sistemi per la produzione di energia elettrica da biomasse e l'upgrading dei biocombustibili"; in particolare, si riferisce all'obiettivo c "Sviluppo di sistemi di produzione dell'energia elettrica e riduzione dell'impatto ambientale", subobiettivo c.1 "Caratterizzazione termo-fluidodinamica di miscele di sali fusi in funzione del loro utilizzo come vettori termici in caldaie innovative a biomasse e sviluppo di un modello per la valutazione energetica ed economica dei sistemi cogenerativi".

Nel precedente PAR a collaborazione scientifica fra ENEA e il Dipartimento di Ingegneria dell'Università degli Studi Roma Tre ha riguardato le problematiche legate allo sviluppo di un nuovo tipo di impianto integrato costituito da una caldaia a sali fusi alimentata con biomassa legnosa. Una volta individuate le caratteristiche e la taglia dell'impianto integrato preso come riferimento, si è completato lo studio individuando due architetture funzionali di sicuro interesse industriale e determinando per ciascuna di esse le geometrie caratteristiche e le superfici di scambio termico.

Sono stati quindi analizzati gli aspetti funzionali legati alle due configurazioni di scambiatore, denominate "a tubi di sali" e a "tubi di fumo", evidenziandone le principali criticità.

In questa annualità l'attività di ricerca riguarderà l'affinamento delle conoscenze sulle problematiche costruttive e prestazionali degli scambiatori fumi-sali fusi nelle due configurazioni a tubi di sale e a tubi di fumo, per taglie di almeno 1 MWt.

Lo studio e il dimensionamento preliminare degli scambiatori a tubi di fumo avevano messo in luce la necessità di una ulteriore fase di studio, da condurre anche con l'ausilio di modelli 3-D CFD, per analizzare il comportamento del sale attorno alle superfici di scambio termico. In particolare, poiché l'architettura a tubi di fumo determina velocità medie di transito del sale particolarmente contenute, è stato esplorato il comportamento della miscela di sali fusi nel caso in cui lo scambio termico sia governato dal meccanismo di convezione naturale. Lo studio, pur orientato all'architettura a tubi di fumo, ha ovviamente consentito di affinare il dimensionamento dello scambiatore a tubi di sale.

Lo studio dello scambio termico è stato effettuato su due tipi di geometrie, con la finalità di mettere in luce il comportamento del sale in diverse configurazioni. Sono stati modellati diversi casi, a partire dalle configurazioni bidimensionali, fino alla configurazione tridimensionale in cui è stato simulato il comportamento di un elemento completo di scambiatore a tubi di fumo.

Lo studio, basato sulla modellazione CFD descritta nel seguito, ha consentito di ricavare utili indicazioni sul valore del coefficiente di scambio termico globale. Tali indicazioni hanno permesso di migliorare l'approssimazione con la quale stimare il coefficiente di scambio termico globale.

2 Considerazioni sul dimensionamento degli scambiatori fumi-sali

2.1 Caratteristiche chimico fisiche sale fuso

Le miscele di sali fusi sono fluidi termovettori aventi la caratteristica di mantenere inalterato il proprio stato fisico in un ampio intervallo di temperatura. Si utilizzano a tal scopo miscele di nitrati, nitriti ed altri elementi con varia formulazione.

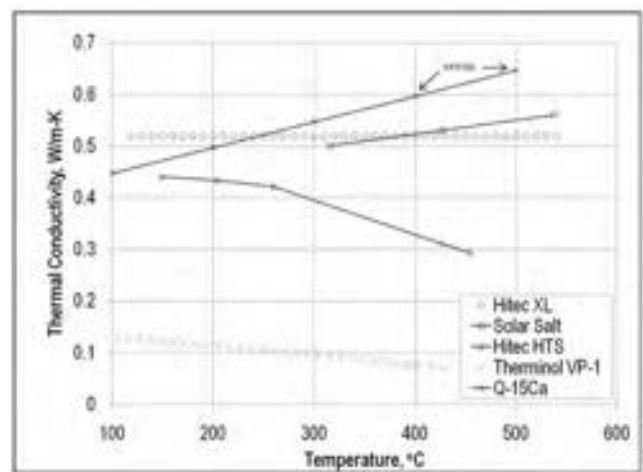
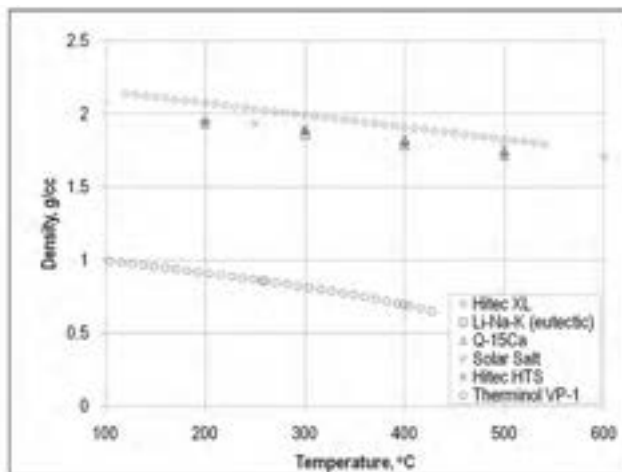
Uno dei composti più utilizzati è quello costituito da una miscela al 60% di nitrato di sodio NaNO_3 ed al 40% di nitrato di potassio KNO_3 . Questa miscela è impiegata da tempo nelle industrie chimiche e petrolchimiche per la fabbricazioni di prodotti quali fibre artificiali e resine sintetiche. Le diverse applicazioni industriali hanno permesso nel tempo di acquisire una notevole confidenza ed esperienza di esercizio di questa miscela in circuiti industriali, soprattutto in relazione di materiali e componenti adatti.

La miscela in questione presenta un campo di stabilità della fase liquida che va da 240 a 600 °C circa. Pertanto può essere utilizzata in sicurezza in un intervallo di temperatura ben più ampio rispetto ad un olio diatermico convenzionale, con tutto vantaggio delle macchine termiche asservite. Inoltre essa è atossica e non infiammabile ed in caso di fuoriuscite o sversamenti non sussistono rischi per la sicurezza dei lavoratori e per l'inquinamento ambientale.

Per lo studio numerico dei modelli di scambio successivamente proposti in questa relazione sono stati utilizzati i dati disponibili (ENEA/SOL/RD2001/07; ISO 8859), e sono state elaborate delle relazioni polinomiali per la descrizione delle principali caratteristiche fisiche, utili allo studio del fenomeno di scambio termico, al variare della temperatura del fluido. I dati sono espressi nel sistema metrico internazionale (Tabella 1 e Figura 1).

Tabella 1: Caratteristiche fisiche "Solar Salt"

	a	b [K ⁻¹]	c [K ⁻²]	d [K ⁻³]
$\rho_{(T)}$ [Kg/m ³]	2,29E03	-6,67E-01		
$C_{p(T)}$ [J/Kg·K]	2,43E03	-1,228		
$\kappa_{(T)}$ [W/m·K]	0,3382	2,73E-04		
$\mu_{(T)}$ [Pa·s]	6,34E-02	-2,25E-04	2,74E-07	-1,13E-10



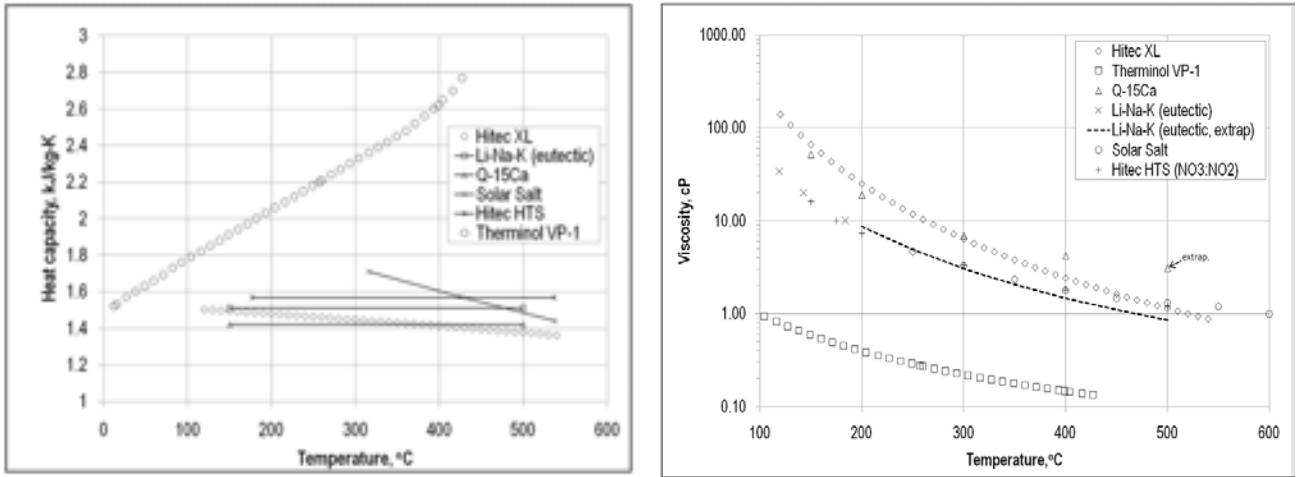


Figura 1: Caratteristiche fisiche del sale al variare della temperatura

2.2 Scambio termico parete-sale fuso, metodi per la valutazione del coefficiente di scambio termico

Come sopra richiamato il sale fuso presenta il vantaggio rispetto ad altri vettori termici caratterizzati da una costanza dello stato fisico di permettere trasferimenti di calore a più alta temperatura consentendo elevati rendimenti di conversione per le macchine termiche sottoposte. Per i sali fusi questo si accompagna ad un'ampia variazione dei valori delle sue proprietà fisiche.

Nello scambiatore di calore qui soggetto a dimensionamento, questa variazione sarà osservabile non solamente lungo l'asse del dispositivo ma per problemi che saranno accennati in seguito, anche localmente in direzione trasversale, introducendo un aspetto singolare per questa tipologia di problemi. L'obiettivo del dimensionamento dello scambiatore, stabilita a priori la missione da realizzare in termini di temperature e portate, è quello di individuare le costanti geometriche tali da realizzare il trasferimento termico Q_{set} tra fumi e sali fusi:

$$Q_{set} \approx \dot{m}_{sale} (h_{OUT,sale,set} - h_{IN,sale,set}) = \dot{m}_{fumo} (h_{IN,fumo,set} - h_{OUT,fumo,set})$$

$$Q_{set} = \int_0^{\tilde{L}_1} \int_0^{\tilde{L}_2} q_{(x,y)} dx dy = \int_0^{\tilde{L}_1} \int_0^{\tilde{L}_2} \left[\tilde{h}_{c,(x,y)} (\tilde{T}_{(x,y),fumo} - \tilde{T}_{(x,y),sale}) \right] dx dy$$

Esaminando una generica sezione di scambio dA , il trasferimento di calore avverrà dalla corrente calda verso la parete (con un coefficiente di adduzione $h_{c,1}$), fluirà per conduzione (coefficiente κ) attraverso la parete di spessore ε , e transiterà alla corrente fredda tramite $h_{c,2}$. Si può definire il coefficiente di scambio efficace come:

$$\tilde{R}_{term} = \frac{1}{\tilde{h}\tilde{S}}$$

$$\tilde{R}_{term} = \sum R_i = \frac{1}{h_{c,1}A_1} + \frac{\varepsilon}{\kappa A_k} + \frac{1}{h_{c,2}A_2}$$

Il dimensionamento sarà quindi possibile dopo aver definito i valori di $\tilde{h}_{c,(x,y)}$ efficaci, obiettivo a cui è rivolta la presente trattazione.

L'indagine concentra l'attenzione sulla valutazione del coefficiente di scambio convettivo tra la corrente di sali fusi e la parete calda dello scambiatore in quanto, a differenza della situazione di flusso termico lato fumi caldi, sono disponibili in letteratura correlazioni immediatamente utilizzabili viste le particolarità sia del sale e sia delle condizioni di scambio che possono collocarsi a seconda delle applicazioni nel campo della convezione naturale, mista o forzata. Per la peculiarità dell'applicazione i risultati che saranno successivamente tratti hanno una valenza di primo orientamento e richiederanno successive indagini sperimentali su specifiche configurazioni impiantistiche.

Per la valutazione del coefficiente di scambio convettivo tra un fluido, in particolare il sale, e l'interfaccia solida che questo lambisce possono seguirsi quattro principali vie. Ognuna di queste ha i suoi punti di forza e le sue debolezze e pertanto si è ritenuto utile vederle in modo sinergico al fine di ottenere dei risultati con un maggiore grado di confidenza.

❖ **Soluzioni analitiche dello strato limite**

Il modello differenziale dello strato limite permette soluzioni esplicite solo per un limitato numero di problemi inerenti geometrie semplici, e interessate da flussi a proprietà costanti. Tuttavia, se disponibili, forniscono un'indicazione immediata degli ordini di grandezza del fenomeno, utili a fornire un riscontro per approfondimenti successivi.

❖ **Soluzioni approssimate su base integrale**

I risultati ottenuti dalla ricerca di soluzioni integrali rispondono bene alle esigenze della pratica ingegneristica nell'ottenere un risultato veloce ed affidabile. Generalmente sono validate dai risultati sperimentali tramite i metodi della similitudine.

❖ **Risultati sperimentali trattati con la teoria della similitudine:**

Questa tecnica consiste nell'individuare a priori la grandezze responsabili dell'assetto del fenomeno. Quindi si cercano le relazioni capaci di correlare tali grandezze per mezzo di gruppi adimensionali. La disponibilità di tali relazioni permette di svincolare la soluzione del problema dall'esperienza sperimentale o numerica da cui sono state tratte e generalizzarne i risultati.

❖ **Soluzioni numeriche:**

Permettono di gestire modelli differenziali di complessità crescente (flussi con fluidi a proprietà non costanti, modelli di turbolenza etc.). Sono affette da limitazioni riguardanti la intrinseca limitatezza delle risorse disponibili per il calcolo quali hardware e tempi; e la gestione delle singolarità da parte del codice di calcolo. Il calcolo deve essere adeguatamente avviato per evitare l'insorgere di soluzioni metastabili o errori grossolani. Nella presente relazione saranno analizzate le soluzioni fornite al problema dello scambio termico dalla piattaforma FLUENT® che di fatto si pone come strumento di riferimento nel settore dei codici commerciali CFD.

2.3 *Modelli di scambio convettivo e riepilogo relazioni per scambio termico sali fusi in convezione naturale*

Nella Tabella 2 sono riportate le correlazioni disponibili in letteratura per la modellazione dello scambio termico per convezione naturale.

In Appendice si riporta brevemente il percorso logico che ha portato all'introduzione dei numeri adimensionali che caratterizzano il fenomeno e che sono alla base delle relazioni esposte.

La particolarità delle condizioni di esercizio dello scambiatore a tubi di fumo vede, lato sale, una situazione non riconducibile ai campi di validità delle relazioni della Tabella 2 che sono state sviluppate e validate per fluidi e applicazioni ben differenti.

Si è reso quindi necessario come verrà riportato al punto 2.4 effettuare una sperimentazione numerica per la valutazione dei valori del coefficiente di scambio termico lato sale da utilizzare con sufficiente confidenza nella progettazione preliminare dello scambiatore.

Tabella 2: Numeri di Nusselt per convezione naturale

$\overline{Nu}_L = 0.046 Ra_L^{1/3}$	$Ra_L \in (10^6, 10^9)$	Spazio confinato	[12]
$\overline{Nu}_L = 0.082 Ra_L^{0.329}$	$Ra_L \in (10^6, 10^{12})$	"	[11]
$\overline{Nu}_L = Ra_L^{1/5} (L/\delta)^{-1/5}$		"	[9]
$\overline{Nu}_L = 0.364 \frac{2e}{L} Ra_L^{1/4}$	$\left(\frac{L}{2e}\right)^{4/7} Ra_L^{1/7} \geq 100$ $\left(\frac{e}{L}\right) Ra_L^{1/4} \gg 1$	Spazio confinato, BL distinte	[1]
$\overline{Nu}_L = \frac{Ra_{2e}}{24}$	$\left(\frac{e}{L}\right) Ra_L^{1/4} \ll 1$	Condotto verticale	[3]
$\overline{Nu}_L = 0.533 \left[\frac{Pr}{4 + 9Pr^{0.5} + 10Pr} \right]^{5/4} Ra_{Lg_0}^{1/4}$		Piastra verticale, T uniforme	[3]
$\overline{Nu}_L = \left[0.825 \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{1 + (0.492/Pr)^{9/16}} \right]^2$	$Ra_L \in (0.1, 10^{12})$	"	[3]
$\overline{Nu}_L = 0.677 \left(\frac{Pr Ra_L}{20/21 + Pr} \right)^{0.5}$		"	[3]
$Nu_{(x)} = \frac{3}{4} \left[\frac{2Pr}{5 + 10Pr^{0.5} + 10Pr} \right]^{1/4} Ra_x^{1/3}$			[3]
$\overline{Nu}_L = 0.68 Pr^{1/2} \frac{Gr_L^{1/4}}{(0.952 + Pr)^{1/4}}$	$Gr_L \in (10, 10^8)$	Piastra verticale regime laminare	[4]
$\overline{Nu}_L = 0.13 Ra_L^{1/3}$	$Gr_L^{1/4} \geq 10^9$	Regime turbolento	[4]
$\overline{Nu}_\delta = 0.22 \left(\frac{\delta}{L} \right)^{1/4} \left(\frac{Pr}{0.2 + Pr} Ra_\delta \right)^{0.28}$	$L/\delta \in (2, 10)$ $Pr \in (10^{-3}, 10^5)$ $Ra_\delta \leq 10^{10}$	Spazio confinato	[14]
$\overline{Nu}_L = 0.046 Ra_L^{1/3}$	$L/\delta \in (1, 40)$ $Pr \in (1, 20)$		[14]
$Nu_L = 0.109 Ra_L^{1/3}$	$Pr \approx 6$		[5]

2.4 Valutazione del coefficiente di scambio termico di progetto

Volendo affrontare il dimensionamento di una architettura a tubi di fumo per lo scambiatore a sali fusi si nota immediatamente un notevole squilibrio delle portate volumiche elaborate dalla macchina. Poiché non è possibile per motivazioni tecnologiche serrare eccessivamente il fascio tubiero dello scambiatore, per compiere la missione termica proposta sarà necessario operare con alte velocità dei fumi e con velocità dei sali molto basse; dalla conservazione dell'energia per il generico modulo di scambio termico si hanno le seguenti relazioni tra le principali grandezze di interesse:

$$\rho_s \approx 2000\rho_f, \quad A_s \approx A_f, \quad C_{p,s} \approx C_{p,f}, \quad \Delta T_s \approx 0.5\Delta T_f$$

$$v_s = \frac{\rho_f A_f v_f C_{p,f} \Delta T_f}{\rho_s A_s C_{p,s} \Delta T_s} \approx \frac{v_f}{1000}$$

Dall'esame critico effettuato sulla letteratura emerge come la fenomenologia dello scambio termico per flussi a bassa velocità e/o in convezione naturale sia complessa. Le soluzioni analitiche presentate si dimostrano valide con una approssimazione ragionevole solo per casistiche molto semplici ben lontane dal problema tecnologico del dimensionamento dello scambiatore a sali fusi. Inoltre queste contemplan l'utilizzo dell'approssimazione di Boussinesq che nel caso in esame per la notevole escursione termica del sale fuso risulta inappropriata. Pertanto si ritiene necessario il ricorso ad un'ambiente CFD come supporto al calcolo del dimensionamento geometrico dello scambiatore a sale fusi. E' stata scelta la piattaforma FLUENT® che si pone come riferimento del settore. Tale ambiente di calcolo è infatti predisposto ad affrontare problemi di termofluidodinamica di tipo vario, e la sua diffusione in contesti sia industriali che accademici ne ha permesso negli anni il dovuto affinamento.

Il problema dello scambio termico fra un tubo di fumo ed il sale circostante è stato declinato verso due modelli classici, analizzati in Appendice quali una corrente termicamente sviluppata in un condotto, e lo scambio termico su parete verticale confinata. Il ricorso al primo modello si giustifica con la notevole disparità di portate volumiche in essere per realizzare la missione termica dello scambiatore. Il secondo modello esaminato tiene conto delle notevoli spinte di galleggiamento che si realizzano in seno al fluido durante il riscaldamento.

Per l'architettura a tubi di sale è possibile ragguagliare le sezioni di passaggio per ottenere delle velocità delle correnti più equilibrate; in questo caso per minimizzare le perdite di carico e mantenere elevati i flussi termici è auspicabile mantenere i due flussi in campo turbolento. In tale regime lo scambio termico in parete è ben approssimato dalla relazione di Dittus-Boelter per condotti:

$$\overline{Nu} = 0.023 Re_D^{0.8} Pr^n$$

$$n = \begin{cases} 0.3 & \text{raffreddamento} \\ 0.4 & \text{riscaldamento} \end{cases}$$

$$Pr \in (0.5, 120), \quad Re_D \in (6000, 10^7), \quad L/D \leq 60$$

2.4.1 Analisi parametrica modello turbolenza su corrente a bassa velocità

Con questo esperimento numerico si sono volute testare alcune possibili impostazioni del solutore CFD su due regimi di moto in condotto con velocità medie rispettivamente di 0,5mm/s e 2mm/s ($Re_D = (40 \div 165)$). Il medesimo caso è stato risolto in campo laminare e in campo turbolento con modelli di turbolenza a due sole equazioni: un modello di turbolenza $\kappa - \varepsilon$, un modello $\kappa - \omega$ con correzione LowRe, e infine un modello $\kappa - \omega$ con architettura Shear Stress Transport (SST).

L'architettura SST garantisce accurata precisione nella previsione dei fenomeni di distacco ed è stata validata da esperienze strumentali. Tuttavia per operare con flussi a basso numero di Reynolds il modello $\kappa - \omega$ offre la possibilità di effettuare dei correttivi in parete che lo rendono più robusto e accurato della sua variante più sofisticata SST.

Il caso trattato consiste in un condotto di lunghezza 4m, spessore 0.06m e profondità unitaria, analizzata in regime bidimensionale. La corrente viene sostenuta tra una sorgente di velocità all'ingresso e una condizione di pressione allo sbocco. Una delle due pareti longitudinali è calda con condizione cinematica di no slip, l'altra è adiabatica con condizione di simmetria e slip. Il fluido mantiene costanti le proprietà termodinamiche al variare della temperatura.

Tabella 3: Dati simulazioni flussi laminari in condotto

Caso	Modello	u_s [mm/s]	$T_{m,outsale}$ [K]	Q [W]	h [W/m ²]
A 1	laminare	0,5	729	19358	20,86
A 2	$\kappa - \varepsilon$ Standard wall func.	0,5	817	27591	42,5
A 3	$\kappa - \omega, LowRe$	0,5	729	19358	20,86
A 4	$\kappa - \omega, SST$	0,5	729	19358	20,86
B 1	laminare	2	615	34460	28,5
B 2	$\kappa - \varepsilon$ Standard wall func.	2	686	60990	58,6
B 3	$\kappa - \omega, LowRe$	2	615	34462	28,5
B 4	$\kappa - \omega, SST$	2	615	34460	28,5
A, trasv=0,06 m ²		S scambio=4 m ²	L, condotta=4 m	$T_{in,sale}=523$ K	$T_{wall}=873$ K

Da questo confronto, Tabella 3, si evidenzia la singolarità dei risultati ottenuti tramite il modello $\kappa - \varepsilon$ per i regimi esaminati. Questo modello di turbolenza infatti utilizza una funzione di parete in grado di perturbare notevolmente il campo termico ottenuto con le altre metodologie. Si nota inoltre l'efficacia con cui il modello $\kappa - \omega, LowRe$ riesce a trattare coerentemente i regimi a basso Re proposti, dimostrando notevole flessibilità di utilizzo in un ampio campo di condizioni della corrente. Il modello SST manifesta la stessa efficacia ma rispetto al precedente potrebbe manifestare delle patologie di robustezza, oltre a dipendere fortemente dalla qualità della mesh. Pertanto il modello di turbolenza $\kappa - \omega, LowRe$ si candida come soluzione preferenziale per affrontare dei regimi di convezione mista. Nelle Figure seguenti si riportano gli andamenti delle temperature e delle velocità in direzione trasversale alla parete per una sezione mediana del condotto per le soluzioni ottenute con i quattro modelli di calcolo riportati nella Tabella 3.

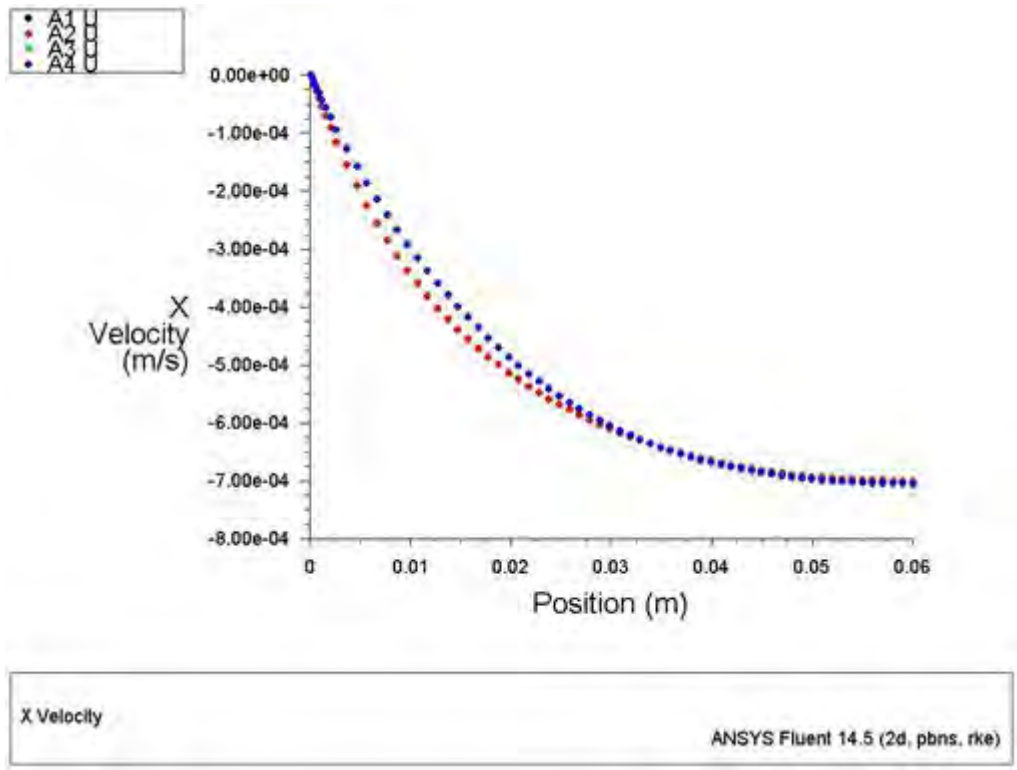


Figura 2: Profili di velocità caso A

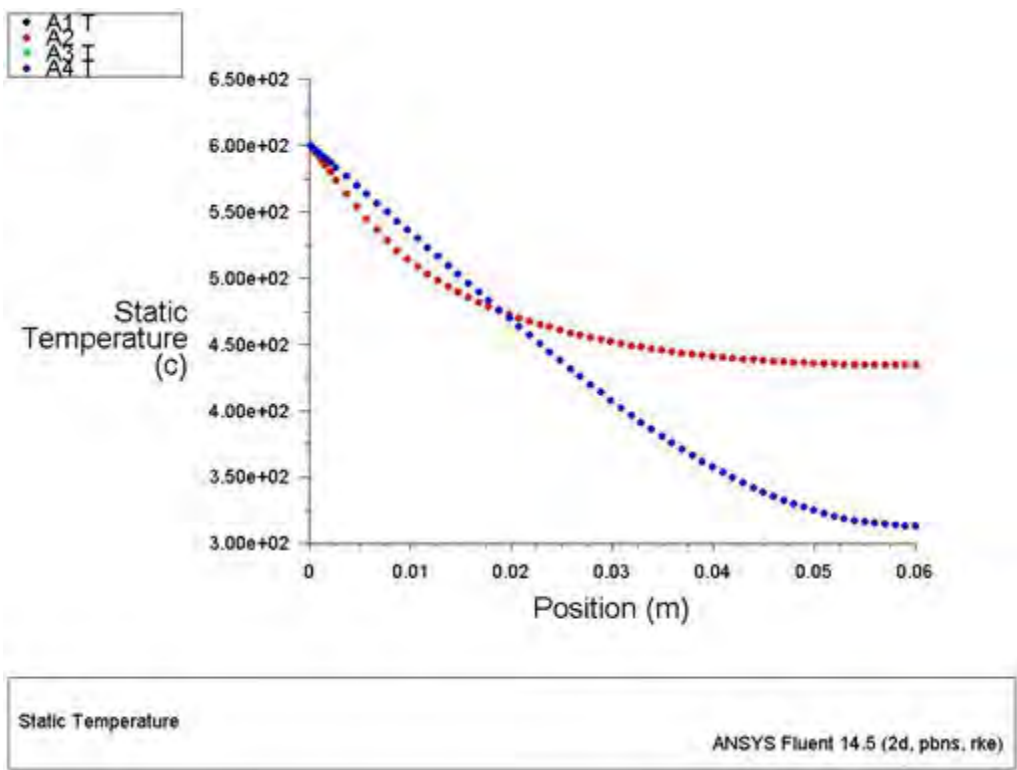


Figura 3: Profili di temperatura caso A

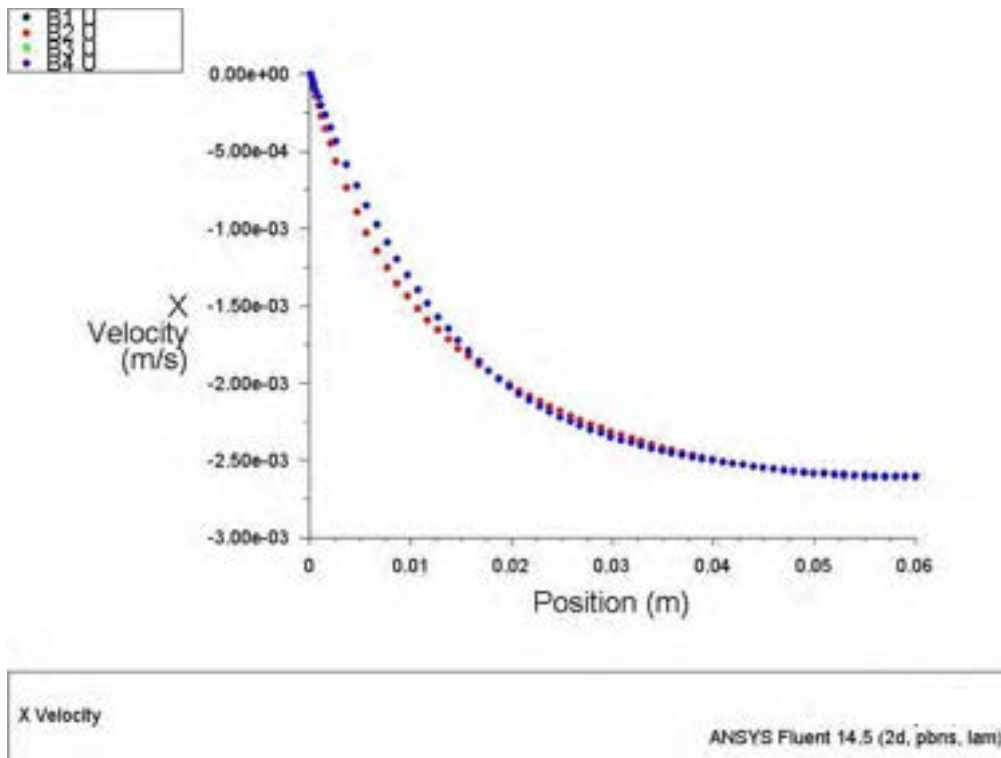


Figura 4: Profili di velocità caso B

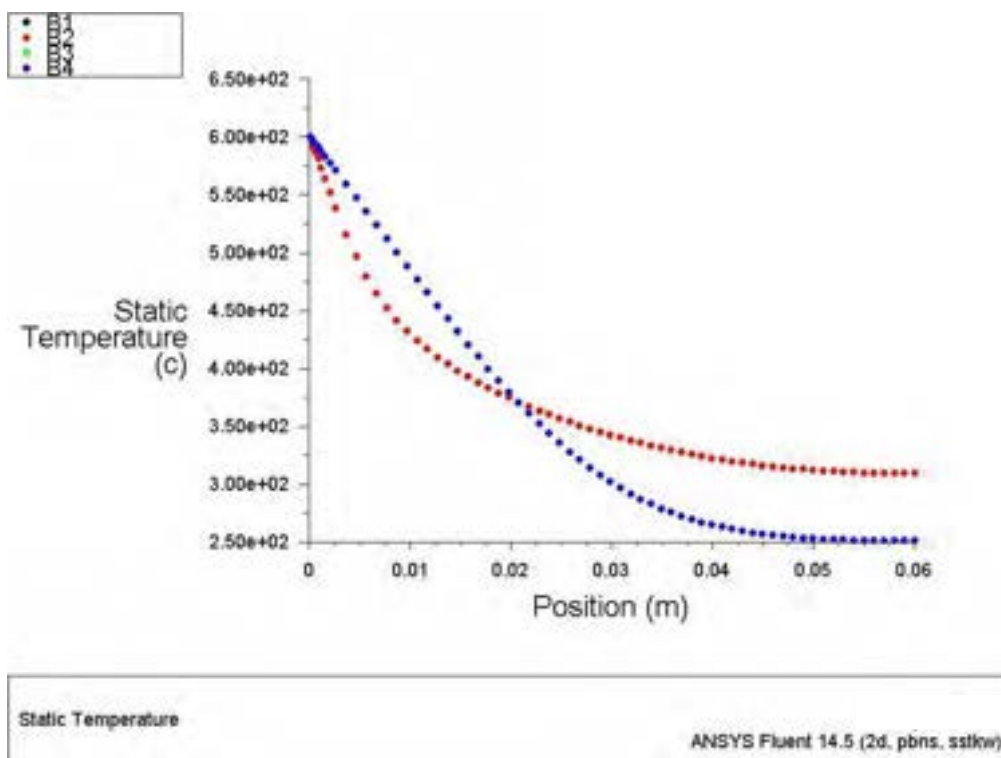


Figura 5: Profili di temperatura caso B

2.4.2 Simulazione dello scambio termico su parete verticale

La possibilità di utilizzare per il riscaldamento del sale fuso i moti convettivi naturali è interessante. Questo si realizza nell'architettura a tubi di fumo disponendo il fascio tubiero in verticale; mantenendo i flussi in controcorrente, la corrente salina sarà alimentata dal basso, dove saranno prelevati i fumi freddi. Un effetto utile di questa disposizione è la naturale propensione dei sali a stratificarsi secondo densità decrescenti, favorendo il moto autonomo dei sali fusi più caldi verso la zona più calda dello scambiatore. La modellistica degli scambi convettivi naturali è complessa e molto ramificata, come complessa risulta l'analisi CFD del fenomeno. E' stata simulata su piattaforma FLUENT la prestazione di scambio termico di una parete piana a contatto con un bagno di sale fuso, animato quest'ultimo da bassissima velocità d'insieme. Lo schema così proposto vuole modellare lo scambio termico di un fascio tubiero non serrato, più simile ad una architettura di tipo tube and shell verticale piuttosto che una soluzione in controcorrente pura. Per ridurre il dominio di caldo si è ricorso ad una parete fredda in opposizione alla calda con condizione cinematica a shear stress zero come rappresentativo di un bagno salino più ampio.

La simulazione CFD del fenomeno ha richiesto notevole accortezza, infatti la sua soluzione con un calcolo di tipo stazionario non è percorribile per problemi di stabilità e convergenza neanche con un robusto solutore. Pertanto si è operato con simulazioni transienti a ridotto passo di calcolo che presentano il vantaggio di seguire la unicità della soluzione e garantire al processo la dovuta robustezza. In queste simulazioni il raggiungimento del regime stazionario è manifestato dal comportamento asintotico di alcune grandezze globali, che nel caso sono specifico sono state assunte essere la portata massica in uscita dal sistema e la potenza termica scambiata dalla parete calda. Nella Tabella 4 si riporta l'impostazione del test effettuato.

Tabella 4: geometria e dati simulazione parete calda

Altezza parete calda	1,5 m	Modello turbolenza	$K-\omega$ Low Re
Spessore meato	60 mm	Regime simulazione	Transiente, solutore accoppiato
Velocità alimento	0,1 mm/s	Tempo di flusso	3000s, passo incrementale adattivo
Temperatura sale in ingresso	523 K	Criterio di convergenza	<0,0005 assoluto
Temperatura parete calda	723 K	Condizione cinematica parete calda	No slip
Temperatura parete fredda	523 K	Condizione cinematica parete fredda	Slip shear stress zero

In Tabella 5 sono presentati i risultati globali relativi alla simulazione dello scambio termico alla parete calda.

Tabella 5: Risultati simulazione scambio termico sali parete

Portata massica	0,01164 kg/s	$Pr_{(r_f)}$	5,35
Temperatura sale in uscita	670 K	Ra_L	1,37E+11
Potenza termica scambiata parete calda	93042,45 W	Delta T medio logaritmico sale-parete	111,1892 K
Coeff. scambio calcolato	557,8627 W/m ² K	Nu calcolato	1,61E+03

Nella Figura 6 e 7 si riportano i profili di velocità e di temperatura di una sezione intermedia lungo l'asse longitudinale del sistema. Si rintracciano su questi grafici le analogie con gli andamenti presentati da Barakos nell'analisi di flussi ad alto numero di Rayleigh tramite modelli di turbolenza $K-\varepsilon$ Low Re, validati sperimentalmente.

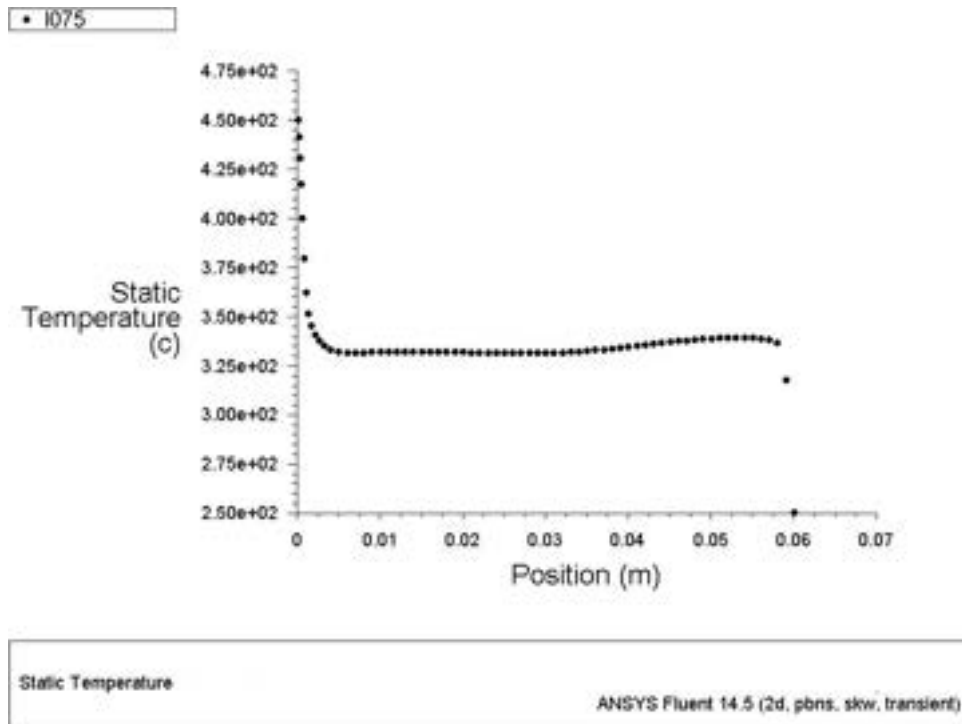


Figura 6: Profilo di temperatura media nel tempo per sezione intermedia della parete calda

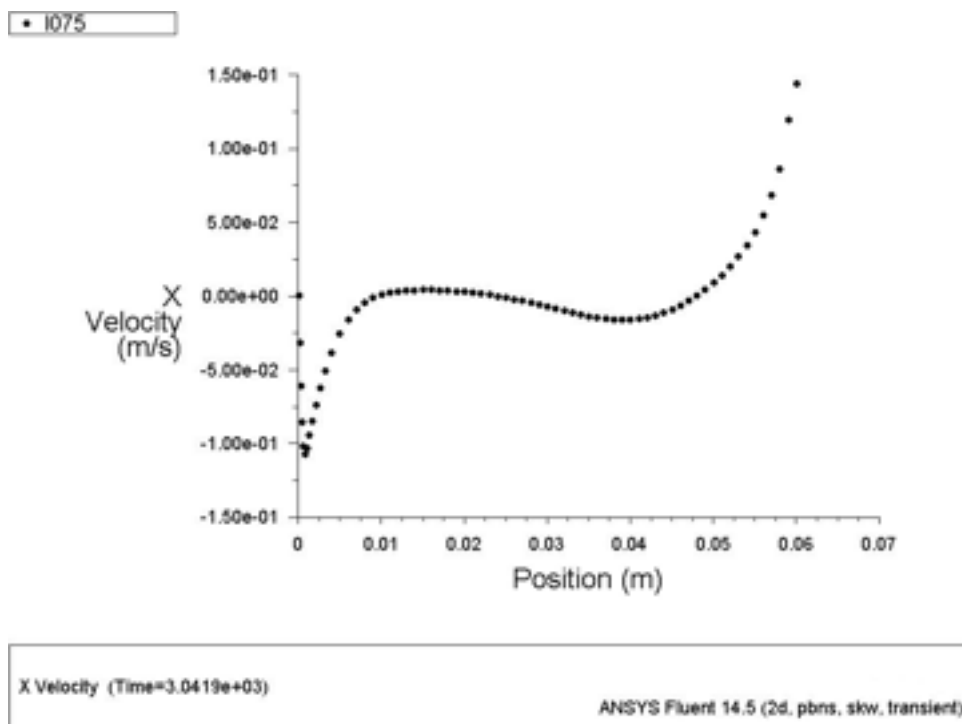


Figura 7: Profilo di velocità media nel tempo per sezione intermedia della parete calda

Si conclude quindi che la modellistica scelta tra quelle disponibili sul codice FLUENT® per la descrizione dei moti di galleggiamento naturale e per la valutazione del trasporto di energia nella corrente per convezione sia adeguata.

2.4.3 Definizione coefficiente di scambio globale per modulo di scambio in configurazione a tubi di fumo

Sulla base delle considerazioni effettuate è stata simulata la prestazione di un modulo termico elementare dello scambiatore a sali fusi. Tale modulo termico è definito considerando le simmetrie presenti in un generica sezione trasversale della macchina, ed individuando le superfici (o i volumi) minimi che possano rappresentare con completezza gli effetti cinematici e termici relativi alle due correnti. La sezione elementare individuata, che è propriamente la metà dell'interasse fra due tubi successivi, viene pertanto sviluppata lungo una direttrice del cilindro per l'intera lunghezza del tubo di fumo. Si definisce un dominio bidimensionale in cui i due flussi di sale ed aeriforme scorrono in controcorrente separati da un setto metallico che rappresenta la parete del tubo. La corrente di fumo è orientata in modo equiverso alla gravità ed all'ascissa del riferimento utilizzato. In questo modo viene sfruttata la simmetria radiale del problema e ridotto al minimo il dominio computazionale; ma considerato il notevole sviluppo assiale della figura descritta, l'onere di calcolo risulta comunque elevato. Per quanto riguarda la condizioni al contorno del problema vengono fissate le due pareti longitudinali esterne come adiabatiche e con sforzo viscoso nullo. Questo avviene poiché sono pareti di simmetria per i due flussi (la parete esterna del fumo è più propriamente l'asse di simmetria dell'intero sistema). Il setto centrale è conduttivo ed è pertanto libero di evolvere termicamente secondo le sollecitazioni termiche imposte dai fluidi. Le due correnti sono sostenute tra un ingresso di portata volumica a temperatura fissata e uno sbocco a pressione atmosferica.

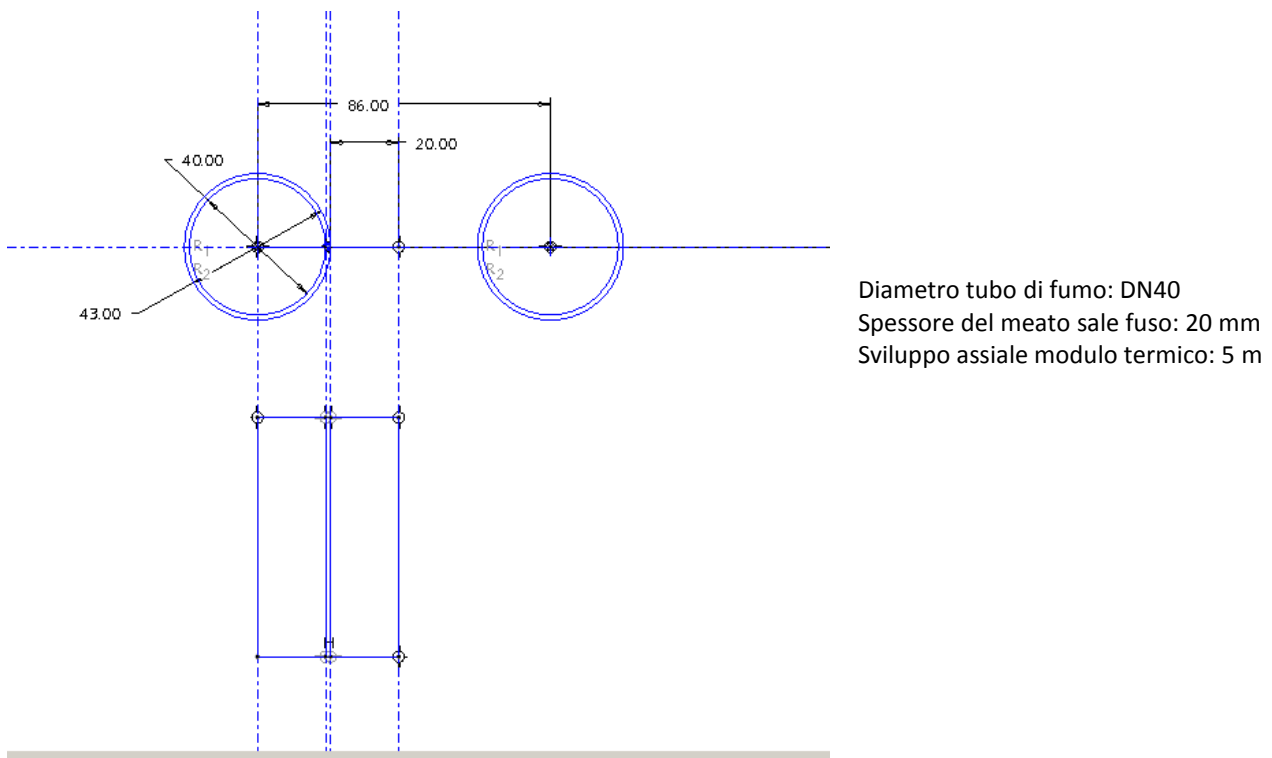


Figura 8: Modulo scambio termico

Poiché ci si orienta verso una configurazione verticale dello scambiatore, il calcolo è stato effettuato utilizzando il modello di turbolenza $K-\omega$ con correzione "Low-Re" includendo gli effetti gravitazionali su solutore accoppiato. Il calcolo è stato dapprima inizializzato in regime stazionario con circa 300.000 iterazioni ad alti fattori di rilassamento per fornire una soluzione approssimata ma stabile del regime termofluidodinamico delle correnti, quindi è stato applicato il solutore non stazionario per un periodo di flussaggio di circa 1000 s.

Tabella 6: Dati inizializzazione e geometria simulazione modulo termico

Lunghezza assiale dominio	5 m	Modello turbolenza	$K-\omega$ Low Re
Area condotto fumi	1,26E-03 m ²	Regime simulazione	Stazionario ad alto rilassamento quindi Transiente, solutore accoppiato
Velocità ingresso fumi	2,49E+01 m/s		
Porta massica fumi	9,75E-03 kg/s		
Temperatura ingresso fumi	850 °C	Tempo di flusso	1000 s, passo incrementale adattivo
Area condotto sale	4,15E-03 m ²	Criterio di convergenza	<0,0005 assoluto
Velocità ingresso sale	-1,64 E-03m/s	Condizione cinematica asse e parete esterna	Slip shear stress zero
Portata massica sale	11,7E-03 kg/s	Condizione cinematica pareti interne	No slip
Temperatura ingresso sale	250 °C		

Per estrapolare i coefficienti di scambio termico il dominio è stato suddiviso in sottovolumi di controllo per i quali vengono riportati i flussi entalpici alla frontiera, le temperature medie pesate in massa, le temperature di parete relative alle due correnti (gas caldi e sali fusi). Tramite l'espressione della differenza media logaritmica di temperatura si valuta quindi il coefficiente di scambio convettivo per ciascuna corrente.

$$q_j^i = H^i - H^{i-i} = Sh_c^i \left[\frac{(T_w^i - T_m^i) - (T_w^{i-1} - T_m^{i-1})}{\ln \left(\frac{(T_w^i - T_m^i)}{(T_w^{i-1} - T_m^{i-1})} \right)} \right]$$

Tabella 7: Diagrammi termici modulo termico tubo di fumo in controcorrente

L	T fumo	Tw interna	Tw esterna	T sale	Q [W/m ²]	DTln sale	Dtln fumo	h sale	h fumo	h fumo analitico	Nu Dittus Boelter	ReD	Pr
0	1120,8	797,5	797,2	775,9		19,94	-	-	-	31,64	52,29	17543	0,74
50	1068,9	759,9	759,8	742,8	-8104,04	16,68	316,06	450,30	25,64	32,19	53,20	17923	0,74
100	1011,7	728,1	727,9	711,7	-8920,58	16,59	296,11	542,80	30,13	32,25	53,30	17966	0,74
150	957,2	698,9	698,9	682,1	-8506,41	16,51	270,78	517,52	31,41	32,15	53,14	17896	0,74
200	904,9	669,3	669,2	652,6	-8169,67	15,68	246,78	512,29	33,10	32,09	53,04	17855	0,74
250	857,1	640,5	640,3	625,5	-7472,62	14,84	225,96	498,38	33,07	32,07	53,02	17846	0,74
300	813,5	614,8	614,8	599,9	-6796,14	14,79	207,52	499,42	32,75	32,06	52,99	17836	0,74
350	773,7	590,8	590,8	576,1	-6208,86	14,02	190,72	409,73	32,56	32,05	52,97	17826	0,74
400	737,3	569,7	569,6	556,2	-5693,93	12,87	175,15	391,07	32,51	32,03	52,94	17814	0,74
450	704,0	551,3	551,2	538,8	-5198,02	11,28	160,03	401,17	32,48	32,01	52,91	17801	0,74
500	673,8	535,8	533,4	523,1	-4719,24	-	145,21	-	-	-	-	-	-

I valori ottenuti mostrano come essi per il lato fumo siano in accordo con la relazione di Dittus-Boelter mentre per il lato sale il risultato è in accordo con quanto esposto a proposito del modello con parete calda. Dai risultati ottenuti è stato possibile calcolare il valore medio del coefficiente di scambio termico globale.

A compendio del risultato termico mostrato vengono riportati alcuni grafici inerenti le distribuzioni radiali di velocità, temperatura, e intensità di turbolenza per alcune sezioni campione restituite dal codice di calcolo.

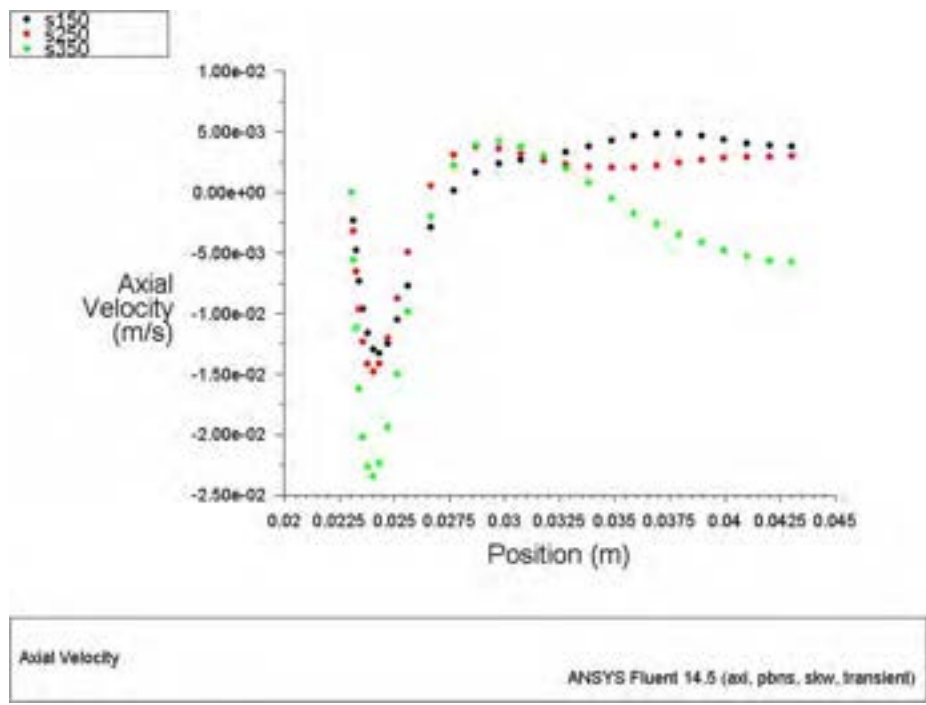


Figura 9: Profili di velocità nel modulo termico

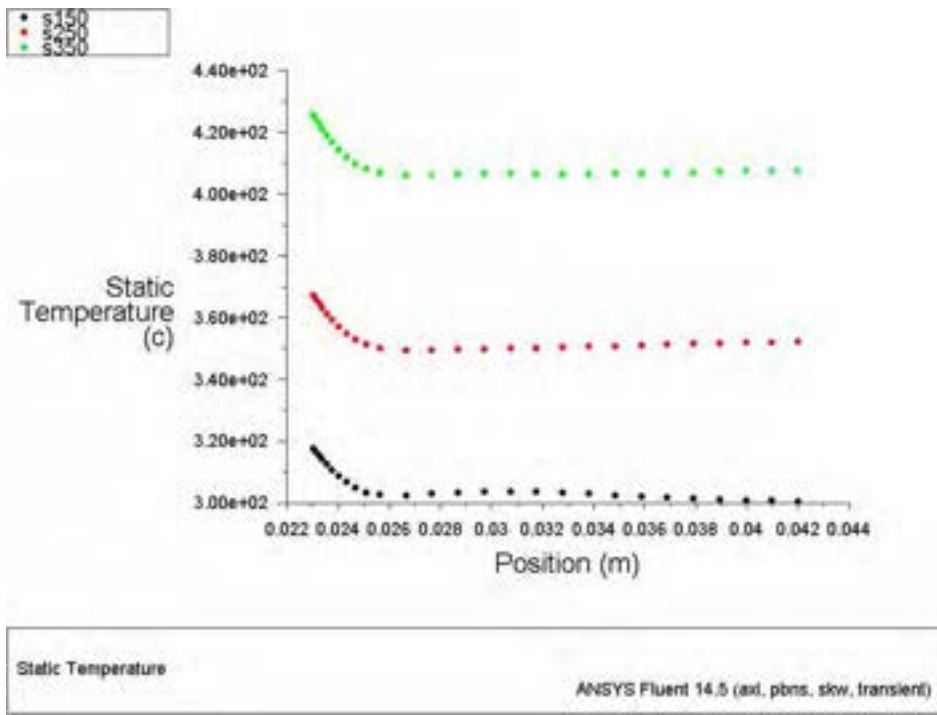


Figura 10: Profili di temperatura nel modulo termico

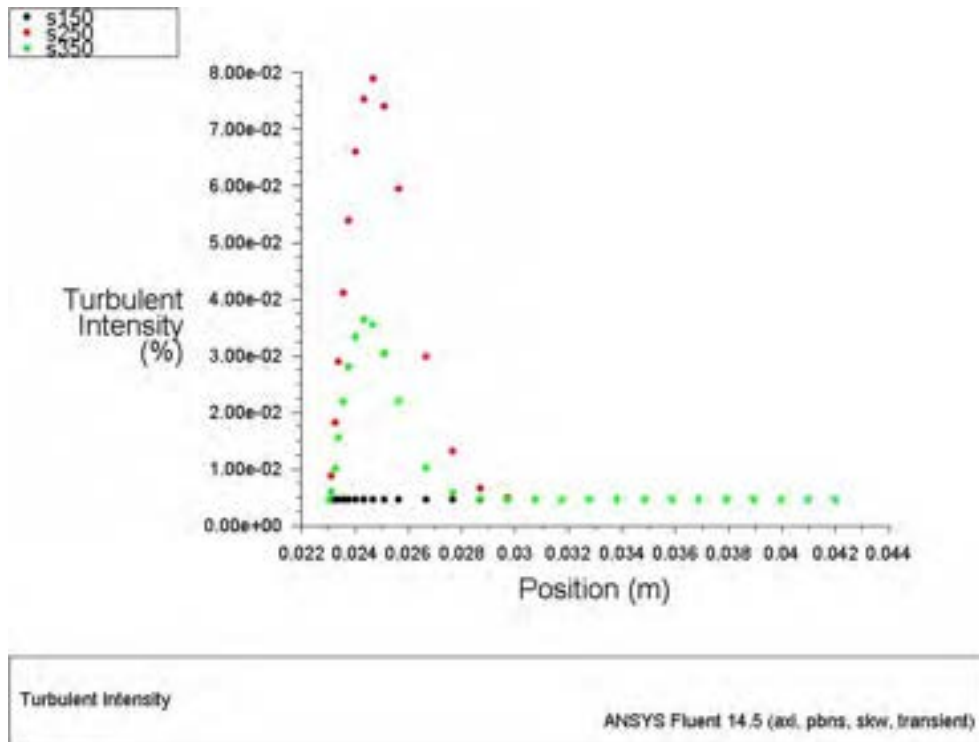


Figura 11: Intensità turbolenza nel modulo termico

3 Sintesi dei parametri di progetto per il dimensionamento degli scambiatori a tubi di fumo

Sono state determinate le portate dei fumi caldi messi a disposizione dal sistema di combustione della biomassa e quelle del vettore termico sali fusi¹. Sono state prese in considerazione due taglie di impianto, una da 5 MW termici l'altra da 1 MW termico.

Si è assunto che il sistema di combustione sia in grado di fornire fumi caldi alla temperatura di 900 °C. In particolare, si ha:

$$\dot{m}_f = \left(\frac{\dot{Q}}{c_{pf} (T_{in-f} - T_{out-f})} \right)$$

Per quanto concerne la portata dei sali, si ha:

$$\dot{m}_s = \left(\frac{\dot{Q}}{c_{ps} (T_{out-s} - T_{in-s})} \right)$$

in cui sono state fissate le temperature dei fluidi in ingresso e in uscita dello scambiatore di calore, sulla base delle caratteristiche dell'impianto NORC (Non Organic Rankine Cycle) comunicate da ENEA. Nella Tabella 8 si riportano i valori utilizzati nelle formule e le portate di sali e di fumi calcolate per le due taglie di generatori di fumi caldi.

Tabella 8: Temperature dei fluidi in ingresso e in uscita

Temperature lato fumi		
T ingresso fumi	900	[°C]
T uscita fumi	250	[°C]
Temperature lato sali		
T ingresso sali	200	[°C]
T uscita sali	500	[°C]
Taglia Generatore	Portata di fumi	Portata di sali
5 [MWt]	7,7 [kg/s]	11,8 [kg/s]
1[MWt]	1,54 [kg/s]	2,36 [kg/s]

3.1 Superficie di scambio termico

Note le temperature di ingresso e uscita di entrambi i fluidi, si procede calcolando la differenza media logaritmica tra i flussi.

$$\Delta T_{mlcc} = \left(\frac{(T_{in-f} - T_{out-s}) - (T_{out-f} - T_{in-s})}{\ln \frac{(T_{in-f} - T_{out-s})}{(T_{out-f} - T_{in-s})}} \right) = 168.3$$

¹ Si è assunto che il rendimento dell'impianto motore NORC sia compreso nell'intervallo 20-25%. Discende, in via cautelativa, che il vettore termico deve cedere al fluido di lavoro la potenza di 5MW, per impianti da 1MWe.

Il coefficiente globale di scambio termico viene calcolato considerando i coefficienti di scambio termico lato fumi, lato sali e la conducibilità termica del materiale di separazione (acciaio) fra i due flussi

$$h_{gfs} = \left(\frac{1}{\frac{1}{h_f} + \frac{1}{h_s} + \frac{1}{\frac{\lambda_m}{\delta_m}}} \right)$$

Per lo scambiatore di taglia più piccola (1 MWt) si è ipotizzata, a seguito delle attività svolte nel primo anno, una configurazione *a tubi di fumo* ad assetto verticale in controcorrente per il quale, seguendo quanto emerso dallo studio effettuato e riportato al punto 2 del presente report, si è stimato il coefficiente di adduzione lato sale essere pari a 480 [W/m² °C], valore medio al variare della temperatura del sale nello scambiatore e per velocità di transito del sale tali da inquadrare il fenomeno di scambio termico in regime di convezione naturale, come trattato nel paragrafo 2.4.

Per lo scambiatore di taglia più grande (5 MWt), sempre in linea con i risultati ottenuti nel primo anno di attività, si è scelta una configurazione a tubi di sale con condizioni di flusso tali da assicurare lato sale una situazione di scambio termico di tipo a convezione forzata, con un coefficiente di adduzione di progetto pari a 2000 [W/m² °C]. Nella Tabella 9 e 10 sono riportati i valori dei coefficienti utilizzati per i due casi.

Tabella 9: Valori utilizzati per il calcolo del coefficiente globale di scambio termico per lo scambiatore a tubi di fumo

Coefficiente di adduzione lato fumi	33	[W/m ² °C]
Coefficiente di adduzione lato sali	480	[W/m ² °C]
Spessore della parete metallica	0,003	[m]
Coefficiente di conducibilità termica	20	[W/m °C]
Coefficiente di scambio termico globale	31	[W/m °C]

Tabella 10: Valori utilizzati per il calcolo del coefficiente globale di scambio termico per lo scambiatore a tubi di sale

Coefficiente di adduzione lato fumi	33	[W/m ² °C]
Coefficiente di adduzione lato sali	2000	[W/m ² °C]
Spessore della parete metallica	0,003	[m]
Coefficiente di conducibilità termica	20	[W/m °C]
Coefficiente di scambio termico globale	32	[W/m °C]

Per il calcolo della superficie di scambio termico, assumendo una configurazione preliminare a flussi in controcorrente, si ottiene:

$$S_{fs} = \left(\frac{\dot{Q}}{h_{gfs} (\Delta T_{mlcc})} \right)$$

La Tabella 11 riporta le entità delle superfici di scambio termico per le due taglie di scambiatore per entrambi in una configurazione in controcorrente.

Tabella 11: Superfici di scambio termico per le due taglie di scambiatore

Taglia Generatore	Superficie di scambio termico
5 [MWt]	920 [m ²]
1 [MWt]	190 [m ²]

I valori ottenuti saranno ulteriormente affinati in sede di progettazione in forza delle considerazioni legate agli aspetti realizzativi. Nel caso dello scambiatore a tubi di sale si terrà conto di una architettura che vede il percorso dei fumi ad U rovescia, con sezione preliminare di tipo radiativo e sezioni convettive a flusso incrociato. Per lo scambiatore a tubi di fumo, la configurazione prevista è effettivamente a flusso controcorrente, con fumi che fluiscono dall’alto verso il basso e con il sale in senso inverso, dal basso verso l’alto, per trarre giovamento dalla convezione naturale.

3.2 Profili di temperatura attesi sulle superfici metalliche

Di interesse particolare è la valutazione delle temperature di parete degli elementi metallici di interfaccia tra fumi e sali. A tal fine si è effettuata un’analisi preliminare sulla sezione sottoposta a maggior cemento termico, in cui la parete lambita dai sali si trova alla massima temperatura, pari a 500 °C, e quella a contatto con i fumi si trova a 900 °C, nell’assetto di scambio termico in controcorrente.

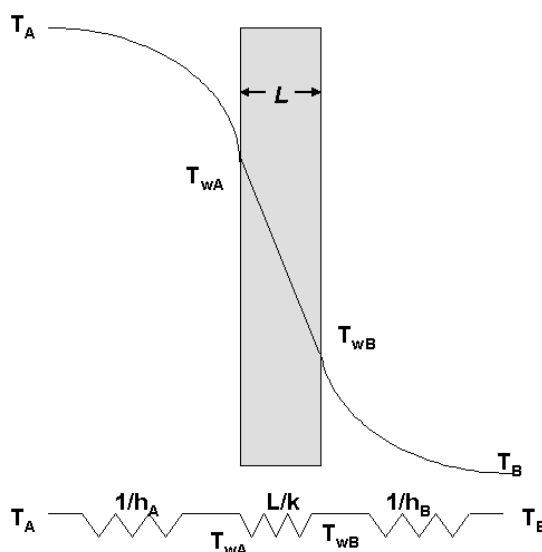


Figura 12: Rappresentazione del profilo di temperatura per lo scambio termico

Per una parete in acciaio avente spessore pari a $L=3$ mm si ottengono i valori riportati in Tabella 12.

Tabella 12: Valutazione delle temperature di parete scambiatore a tubi di fumo

Temperature		
Temperatura lato Fumi (T_A)	900	[°C]
Temperatura lato Sali (T_B)	500	[°C]
Coefficienti di scambio termico		
Coefficiente di adduzione lato fumi (h_A)	33	[W/m ² °C]
Coefficiente di adduzione lato sali (h_B)	480	[W/m ² °C]
Spessore della parete metallica (L)	0.003	[m]
Coefficiente di conducibilità termica (k)	20	[W/m °C]
Flusso termico calcolato		
Flusso termico specifico	12430	[W/m ²]
Temperature di parete calcolate		
Temperatura di parete lato Fumi (T_{wA})	523	[°C]
Temperatura di parete lato Sali (T_{wB})	526	[°C]

L'analisi è stata condotta per la situazione (scambiatore a tubi di fumo) che vede una maggiore resistenza termica parete-sale. I valori di temperatura, ancorché orientativi, sono ampiamente compatibili con la temperatura limite per il sale.

4 Dimensionamento preliminare degli scambiatori

4.1 Architettura a tubi di fumo (taglia 1 MWt)

Passando ad una configurazione di tipo a tubi di fumo (Figura 13), si ottengono benefici dal punto di vista della compattezza. Attribuendo ai fumi, sulla base dei risultati ottenuti dall'analisi CFD, la velocità media di circa 10 m/s ed adottando una tubazione DN40, sono necessari circa 300 tubi in parallelo, per una lunghezza del fascio tubiero contenuta di 5 metri (Tabella 13).

Per quanto riguarda i sali, l'architettura in controcorrente a disposizione verticale prevede che i sali vengano immessi in basso lato shell e che riscaldandosi per convezione naturale salgano verso l'alto dove sono prelevati alla temperatura di 500 °C.

Per lo scambiatore si prevede un diametro esterno dell'ordine di 1,5 metri con un volume di sale dell'ordine dei nove metri cubi e un tempo di ricambio di circa due ore.

Sembra opportuno esplorare, in fase di progetto esecutivo, la possibilità di impiegare tubi della serie DN32 che all'incirca per pari condizioni della velocità dei gas porterebbero ad uno scambiatore di altezza più contenuta, circa 2,5 metri con un fascio tubiero di circa 750 tubi e un diametro complessivo dell'ordine di 2,5 metri.

Tabella 13: Assesti per uno schema tipo tube&shell con fumo nei tubi

Tubi DN40 –velocità media fumi 10 m/s	
N° di tubi in parallelo	300 [-]
Lunghezza di percorso fascio in parallelo	5 [m]
Tubi DN32 –velocità media fumi 10 m/s	
N° di tubi in parallelo	750 [-]
Lunghezza di percorso fascio in parallelo	2,5 [m]

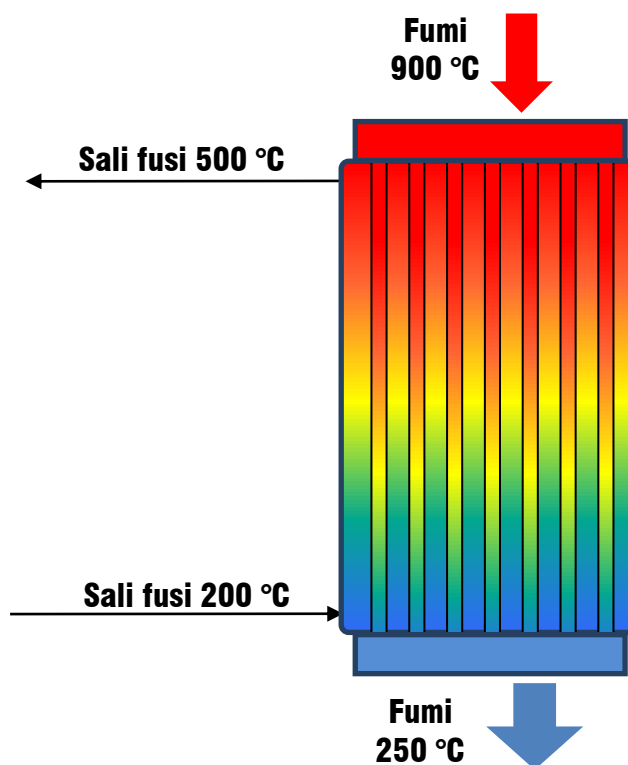


Figura 13: Configurazione dello scambiatore a tubi di fumo

4.1.1 Considerazioni sull'architettura a tubi di fumo in assetto verticale

L'architettura a tubi di fumo consente una soluzione di elevata compattezza, in particolare rispetto a quella a tubi di sale, grazie all'elevata portata volumetrica dei fumi. Infatti, la superficie di scambio termico viene organizzata su un numero elevato di tubi in parallelo, con una conseguente riduzione della lunghezza dell'intero scambiatore. La soluzione a tubi di fumo vede il sale fluire lato mantello nello scambiatore, il che rende agevole il suo svuotamento in caso di manutenzione o di fermo dell'impianto. La quantità di sale accumulata risulta rilevante, per via delle caratteristiche proprie della geometria dello scambiatore. Questo non costituisce un problema dal punto di vista economico (per il costo limitato del sale) e sia per gli aspetti strutturali connessi al suo peso. Lo scambiatore a tubi di fumo, visto come un serbatoio di accumulo equivalente, può assumere l'interessante funzione di volano termico per l'intero impianto.

4.2 Architettura a tubi di sali (taglia 5 MWt)

Alla luce dei risultati ottenuti per quanto riguarda la valutazione più affidabile possibile dei coefficienti di scambio termico, si è rivisto il dimensionamento precedentemente effettuato per una configurazione puramente convettiva.

Attribuendo ai sali la velocità di efflusso pari a 0,85 m/s ⁽²⁾, occorre garantire una sezione complessiva di passaggio pari a $7,3 \cdot 10^{-3}$ metri quadri, corrispondente a una sezione circolare con diametro 96,5 mm.

Nello schema con sali nei tubi, adottando un tubo DN15 si ha necessità di circa 42 tubi in parallelo; la superficie di scambio in tale assetto può essere raggiunta con un passaggio di 42 tubi in parallelo per 330 metri di lunghezza di percorso. Vista l'elevata lunghezza di percorso, si deve ricorrere ad una soluzione costruttiva che prevede l'aumento della superficie di scambio termico lato fumi (compatibilmente con i fenomeni di sporcamento); assumendo di quintuplicare (fattore 5) la superficie di scambio termico lato fumi a parità di sezione di passaggio dei sali, la lunghezza di percorso del fascio di tubi in parallelo si riduce a 66 metri. Un'ulteriore compattazione si avrebbe accettando di ridurre la velocità dei sali a 0,5 m/s, portando a 72 il numero di tubi in parallelo e riducendo la lunghezza di percorso del fascio di tubi alettati a 38 metri. Le precedenti considerazioni sono raccolte nella Tabella 14.

Tabella 14: Assetto per uno schema con sale nei tubi

Tubi lisci DN15 –velocità sale 0.85 m/s	
° di tubi in parallelo	42 [-]
Lunghezza di percorso fascio in parallelo	330 [m]
Tubi DN15 alettati –velocità sale 0.85 m/s	
N° di tubi in parallelo	42 [-]
Lunghezza di percorso fascio in parallelo	66 [m]
Tubi DN 15 alettati –velocità sale 0.5 m/s	
N° di tubi in parallelo	72 [-]
Lunghezza di percorso fascio in parallelo	38 [m]

Come già mostrato nella relazione relativa al primo anno di attività, questa soluzione, puramente convettiva, si conferma di difficile realizzazione e pertanto si rafforza il convincimento di dover analizzare a fondo la soluzione che prevede uno scambiatore a tubi di sale ad un assetto radiativo-convettivo con un percorso ad U rovescio dei fumi.

L'analisi fatta nel presente anno conferma pertanto i risultati ottenuti e riportati nella relazione presentata al termine del primo anno di attività.

² Velocità di efflusso del "solar salt" durante i test ENEA

5 Conclusioni

Le attività hanno consentito di sintetizzare i parametri di progetto per il dimensionamento degli scambiatori fumi-sali, in particolare per quanto concerne l'assetto a tubi di fumo, per la cui progettazione non sono disponibili in letteratura delle correlazioni applicabili direttamente al caso in esame.

E' stato effettuato il dimensionamento dello scambiatore a tubi di fumo in assetto verticale, di taglia pari a 1 MWt. Lo scambiatore a tubi di fumo impegna un quantitativo di sali non trascurabile, con un tempo di ricambio dell'ordine delle due ore. Tale aspetto permette di considerare lo scambiatore di calore a tubi di fumo alla stregua di un serbatoio di accumulo termico. In tale ottica, sono state evidenziate due possibili configurazioni, una con passaggio fumi di circa cinque metri e sezione del mantello relativamente snella, l'altra con passaggio fumi accorciato (più adatto all'assetto verticale), di circa 2,5 metri, e sezione del mantello più ampia.

Per quanto concerne lo scambiatore di taglia maggiore (5 MWt) sulla base dell'analisi puntuale dei valori idonei per quanto riguarda i coefficienti di scambio termico lato sale, in condizioni in questo caso di scambio termico forzato, è stata completata la progettazione preliminare avviata nel corso del primo anno, individuando le configurazioni del sistema di scambio termico radiativo convettivo per due valori di velocità nel sale nei tubi in accordo con la soluzione adottata nell'impianto sperimentale a concentrazione solare disponibile presso l'ENEA Casaccia.

6 Appendice - Metodi descrittivi scambio termico convettivo

6.1 Premessa

Nella presente sezione si richiamano le trattazioni classiche del fenomeno dello scambio termico al fine di ricostruire il percorso che ha portato all'introduzione dei numeri adimensionali generalmente impiegati e soprattutto pervenire a un inquadramento delle correlazioni proposte per lo scambio termico a convezione naturale o misto che interessano in particolar modo il caso dello scambiatore a tubi di fumo.

6.2 Strato limite

Una corrente fluida dotata di viscosità μ e conduttività κ posta a contatto con una parete solida, viene da questa perturbata nei suoi campi di velocità e temperatura. La zona in cui tale distorsione è più evidente definisce lo strato limite. Per visualizzare il fenomeno si considera una geometria bidimensionale semplice quale è la piastra piana indefinita (Figura 14) su cui insiste una corrente fluida.



Figura 14: Strato limite termico e cinematico

Un modello elementare dello strato limite risulta dal sistema di equazioni di conservazione adimensionalizzate secondo delle grandezze di riferimento della corrente quali $[L, U_\infty, \rho_\infty, T_\infty, T_w]$:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + \frac{\partial v^*}{\partial y^*} = 0 \\ u^* \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y^*} = -\frac{\partial p^*}{\partial x^*} + \frac{1}{\text{Re}_L} \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^{*2}} \\ u^* \frac{\partial T^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial T^*}{\partial y^*} = -\frac{\partial p^*}{\partial x^*} + \frac{1}{\text{Re}_L \text{Pr}} \frac{\partial^2 T^*}{\partial y^{*2}} \end{array} \right.$$

Come condizioni al contorno si considera che il fluido aderente alla parete sia in equilibrio termico e cinematico con questa, tale che:

$$\left\{ \begin{array}{l} u_{y=0} = 0 \\ T_{y=0} = T_w \end{array} \right.$$

e ancora che le derivate prime delle due funzioni citate assumano in parete dei valori proporzionali tramite la viscosità e la conduttività del fluido al flusso di calore ed agli sforzi viscosi in atto

$$\left\{ \begin{array}{l} \tau_s = \mu \frac{\partial u}{\partial y} \Big|_{y=0} = \frac{\mu U_\infty}{L} \frac{\partial u^*}{\partial y^*} \Big|_{y^*=0} \\ q_c = -\kappa \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} = -\kappa \frac{(T_\infty - T_w)}{L} \frac{\partial T^*}{\partial y^*} \Big|_{y^*=0} \end{array} \right.$$

Nei termini diffusivi delle conservazioni di momento ed energia compaiono i numeri adimensionali

$$\text{Pr} = \frac{C_p \mu}{\kappa} = \frac{\nu}{\alpha}$$

$$\text{Re} = \frac{\rho U L}{\mu}$$

In effetti le due equazioni differenziali sono omologhe ma scalate dal parametro Pr che, rappresentando il rapporto tra la diffusività della quantità di moto e la diffusività del calore, individua il rapporto fra la distribuzione adimensionale della velocità e delle temperatura, cioè gli spessori relativi dello strato limite cinematico e termico (Figura 15), ponendo:

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{y=\delta_{th}}^* = 0.99 \\ u_{y=\delta}^* = 0.99 \end{array} \right.$$

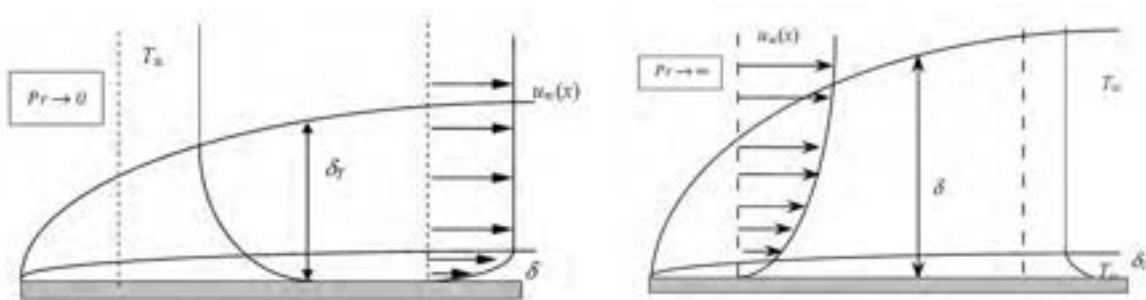


Figura 15: Influenza del numero di Prandtl sullo strato limite

Lo scambio termico convettivo avviene in parete per conduzione, e introducendo il parametro h_c , si ha:

$$h_c (T_w - T_\infty) = -\kappa \frac{(T_\infty - T_w)}{L} \frac{\partial T^*}{\partial y^*} \Big|_{y^*=0}$$

Da cui risulta la definizione del numero di Nusselt

$$\text{Nu} = \frac{h_c L}{\kappa} = \frac{\frac{q}{S}}{\frac{\kappa (T - T_w)}{L}} = \frac{\partial T^*}{\partial y^*} \Big|_{y^*=0}$$

Una soluzione del problema differenziale dello strato limite è quella di Blasius in cui si introduce un campo scalare potenziale per descrivere il campo di velocità riducendo così un grado di libertà del problema. La soluzione del campo potenziale avviene per via numerica ed è riportata in Figura 16. Questa distribuzione è stata ampiamente verificata sperimentalmente

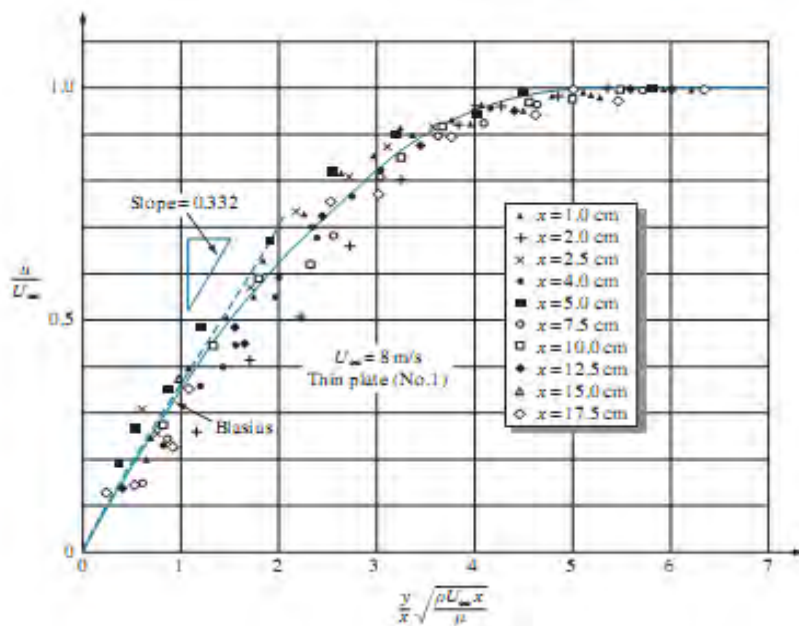


Figura 16: Soluzione di Blasius dello strato limite cinematico

Questa soluzione permette inoltre di valutare immediatamente alcune grandezze significative del fenomeno, come lo spessore dello strato limite, il valore del gradiente di velocità in parete, il valore del coefficiente di attrito viscoso:

$$\delta = \frac{5x}{\sqrt{\text{Re}_x}}$$

$$\left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=0} = 0.332 \frac{U_\infty}{x} \sqrt{\text{Re}_x}$$

$$C_{f,x} = \frac{2\tau_s}{\rho U_\infty^2} = \frac{0.664}{\sqrt{\text{Re}_x}}$$

Il metodo proposto è valido anche per lo studio della distribuzione di temperatura per l'analogia fra le equazioni differenziali di conservazione della quantità di moto e dell'energia. L'analogia si mantiene anche sulle condizioni al contorno per le due equazioni differenziali. Per una corrente con numero di Prandtl unitario il campo di velocità adimensionale è omomorfo a quello di temperatura adimensionale, si può quindi valutare la deformazione da applicare al campo di velocità adimensionale al variare di Pr per ottenere le corrispondenti temperature (Figura 17), oppure involuppare tale fascio di curve tramite il parametro $\text{Pr}^{1/3}$ Pr inserito in ascissa (Figura 18), poiché è noto che:

$$\frac{\delta}{\delta_{th}} \approx \text{Pr}^{1/3}$$

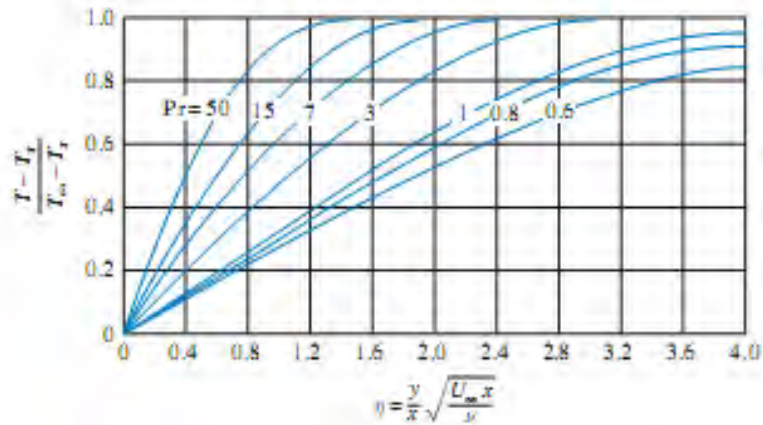


Figura 17: Soluzione di Blasius dello strato limite termico

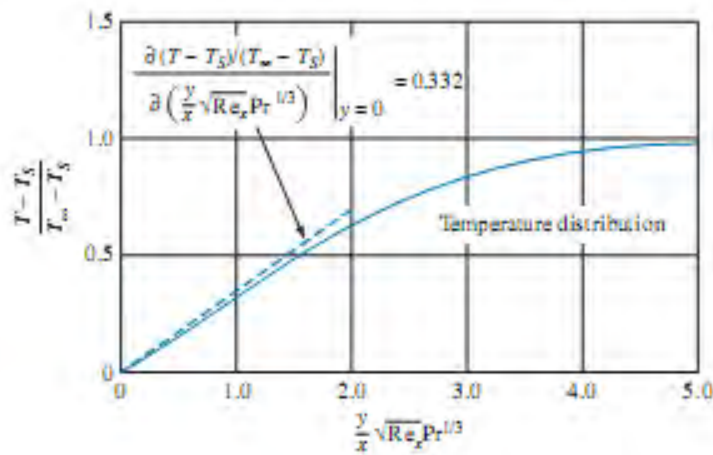


Figura 18: Soluzione di Blasius dello strato limite termico, involuppo su Pr

Con questa tecnica è immediato ricavare il gradiente termico in parete e risolvere sul numero di Nusselt del regime esaminato in funzione dei parametri adimensionali Pr, Re

$$\left. \frac{\partial \frac{T_y - T_\infty}{T_w - T_\infty}}{\partial \frac{y \text{Re}_x^{1/2} \text{Pr}^{1/3}}{x}} \right|_{y=0} = 0.332$$

$$\overline{Nu}_L = 0.664 \text{Re}_L^{1/2} \text{Pr}^{1/3}$$

6.3 Flussi interni in regime laminare

Il meccanismo dello strato limite si diversifica notevolmente per i flussi interni ad un condotto (Figura 19) Figura 19. In questo caso, a differenza di quanto accade con una parete libera, l'accrescimento dello strato limite ha un limite superiore imposto dalla particolare geometria, raggiunto il quale si perde l'informazione relativa alle grandezza della corrente indisturbata. Si parlerà pertanto di flussi cinematicamente e/o termicamente sviluppati qualora gli strati limite abbiano raggiunto lo spessore massimale in una sezione critica $x_c, x_{c,th}$ oltrepassata la quale le distribuzioni di velocità e temperatura adimensionale nel meato rimangono invariati sull'asse del condotto. Lo stesso avviene ovviamente anche per il numero di Nusselt sulla generica

parete calda o fredda. Convenzionalmente si ritiene che questo meccanismo sia valido per correnti con $Re < 2400$.

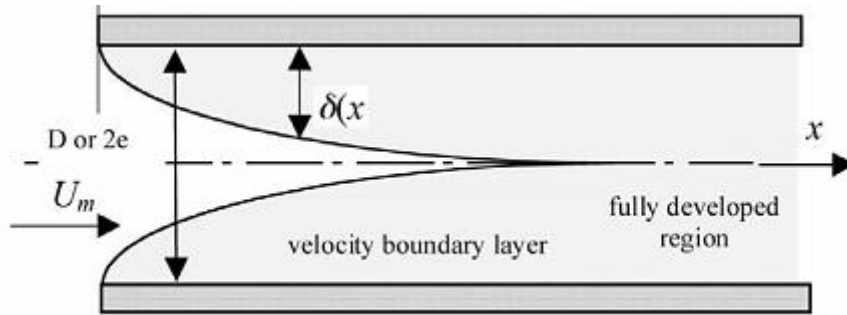


Figura 19: Condotto con flusso laminare

- **Condizione di sviluppo cinematico** $x_c \gg 0.04D_h Re_D$

$$\text{Profilo di velocità sviluppato } u_{(y)} = c_1 U_m \left[1 - \left(\frac{y}{e} \right)^2 \right]$$

la scala delle velocità adimensionali si ottiene dal rapporto con la velocità di efflusso media U_m

- **Condizione di sviluppo termico** $x_{c,th} \approx 0.04D_h Re Pr$

Tabella 15: Nu per moti laminari sviluppati termicamente

Geometria	cilindrica	cilindrica	canale	canale
Condizioni	Temperatura uniforme	Flusso termico uniforme	Temperatura uniforme	Flusso termico uniforme
Nu	3,66	4,36	7,54	8,23

Per lo studio dello scambio termico di una corrente si introduce una temperatura media pesata in massa:

$$T_{m(x)} = \frac{1}{\rho_m C_{p,m} Q_S} \int_S \rho C_p T u dS$$

che fa da riferimento per la scala adimensionale delle temperature

$$\mathcal{G}_{\left(\frac{y}{e}\right)} = \frac{T_{(x,y)} - T_{w(x)}}{T_{m(x)} - T_{w(x)}}$$

e la quantità di calore effettivamente scambiata sarà:

$$\dot{q}''_{(x)} = h_{c(x)} (T_{w(x)} - T_{m(x)})$$

6.4 Flussi dissipativi, numero di Eckert, modello di Couette

Un caso notevole per le correnti interne in moto laminare consiste nel modello di Couette dove una corrente monodimensionale è confinata da due piastre con temperatura fissata in moto relativo fra di loro.

Il modello serve a focalizzare l'attenzione sul ruolo assunto dai fenomeni viscosi nello scambio termico. Si considera che il fluido abbia densità e conduttività costante ma che la sua viscosità vari in funzione della temperatura. Per questo modello bidimensionale si prenda in considerazione il sistema differenziale.

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} &= 0 \\ \rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \\ \rho C_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) &= \kappa \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \end{aligned}$$

- **Profilo di temperatura del meato**

Dalla conservazione dell'energia, essendo per simmetria $\partial T/\partial x = 0$ e $v = 0$, si ottiene per la temperatura in funzione della distanza dalla parete normalizzata con lo spessore del meato e essendo T_1 e T_2 le temperature di parete:

$$T_{(y)} = T_1 + (T_2 - T_1) \frac{y}{e}$$

ottenendosi per il flusso calore scambiato nel meato:

$$q'' = -\kappa \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} = -\kappa \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=e} = \frac{\kappa (T_2 - T_1)}{e}$$

- **Profilo di velocità del meato**

Trascurando i gradienti longitudinali e la velocità trasversale si ottiene che per un fluido newtoniano lo sforzo viscoso è costante nel meato.

$$\mu_{(y)} \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = 0$$

Il sistema differenziale viene risolto dalla seguente distribuzione parabolica di velocità nel meato

$$u_{(y)} = -\frac{u_0}{2\lambda} \ln \left(1 - \frac{2\lambda y}{1 + \lambda} \right)$$

La viscosità, essendo funzione della temperatura, segue sul profilo trasversale una distribuzione lineare:

$$\lambda = \frac{\Delta \mu}{\mu_m} = \frac{\mu_{(T_1)} - \mu_{(T_2)}}{\mu \left(\frac{T_1 + T_2}{2} \right)}$$

- **Profilo di temperatura con effetti dissipativi**

In questo caso è necessario utilizzare il termine di dissipazione viscosa nell'equazione dell'energia

$$\kappa \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \mu \frac{\partial U^2}{\partial e^2} = 0$$

Una rapida soluzione del problema si trova utilizzando per l'integrazione del termine dissipativo la distribuzione di velocità precedentemente ricavata, ottenendosi in forma adimensionale:

$$\mathcal{G}_{(\eta)} = \frac{T_{(y)} - T_1}{T_2 - T_1} = [\eta]_{cond} + \left[\left(\mu \frac{U^2}{2\kappa(T_2 - T_1)} \right) (\eta - \eta^2) \right]_{diss.}$$

Il termine adimensionale da cui dipende il secondo addendo della soluzione trovata è il *numero di Brickman*. Moltiplicando tale termine per Pr si ottiene il *numero di Eckert*

$$Ec = Br Pr = \frac{U^2}{C_p (T_2 - T_1)} \approx \frac{h_{dinamica}}{h_{statica}}$$

Sostituendo tale parametro nella relazione trovata:

$$\mathcal{G}_{(\eta)} = \eta \left(1 + \frac{Br}{2} \right) - \frac{Br}{2} \eta^2$$

Per *Br* si ritrova la distribuzione di temperatura lineare studiata precedentemente nel caso di un flusso non dissipativo. Al crescere del parametro aumenta la concavità della parabola, condizione che si traduce in un aumento della temperatura del fluido nelle sezioni intermedie. Inoltre esplicitando i termini di temperatura coinvolti e considerando la derivata prima della funzione si evidenzia l'influenza del parametro *Br* sui gradienti di temperatura alla parete.

$$T_{(\eta)} = T_1 + \Delta T \left(1 + \frac{Br}{2} \right) \eta - \Delta T \frac{Br}{2} \eta^2$$

$$\dot{T}_{(0)} = \Delta T \left(1 + \frac{Br}{2} \right)$$

$$\dot{T}_{(1)} = \Delta T - \Delta T \frac{Br}{2}$$

Gli effetti dissipativi quindi alterano i gradienti in parete cioè i coefficienti di scambio termico; condizione che implica una maggiore sollecitazione termica della parete fredda e una minor capacità di asportare calore dalla parete calda (Figura 20).

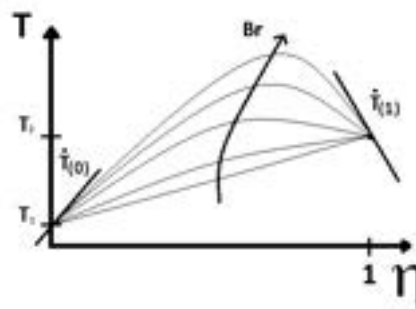


Figura 20: Sensibilità della temperatura alla dissipazione viscosa nel modello di Couette

La stima degli effetti dissipativa diventa necessaria per il corretto dimensionamento del componente meccanico che confina il fluido viscoso.

6.5 Convezione naturale

6.5.1 Ipotesi di Boussinesq, pressione corretta

Nei fenomeni di convezione naturale il campo di velocità è indotto dai gradienti di densità che si instaurano in seno al fluido a fronte degli scambi termici in atto. Volendo mantenere una descrizione che consideri costanti le proprietà del fluido nella sua evoluzione termica e cinematica, per semplicità operativa, è necessario utilizzare una metodologia in grado di rappresentare le variazioni di densità indotte termicamente, quale è l'ipotesi di Boussinesq.

L'ipotesi si fonda sul fatto che si possa ritenere il differenziale relativo di densità lineare proporzionale a quello di temperatura:

$$\frac{\Delta\rho}{\rho_\infty} = \frac{(\rho - \rho_\infty)}{\rho_\infty} = -\beta(T - T_\infty)$$

Questa relazione semplifica la trattazione dell'efflusso di un fluido incomprimibile in convezione naturale su di una piastra verticale. Spesso in letteratura, e nel solutore FLUENT, tale procedimento viene sfruttato in modo leggermente più complesso esplicitando nella relazione la pressione corretta p^{**}

$$p^{**} = p + \rho_\infty g x$$

che rimane costante al variare della quota nella corrente esaminata. I meccanismi di diffusione e trasporto rimangono gli stessi rispetto al caso della convezione forzata con $U_\infty = 0$ (Figura 21).

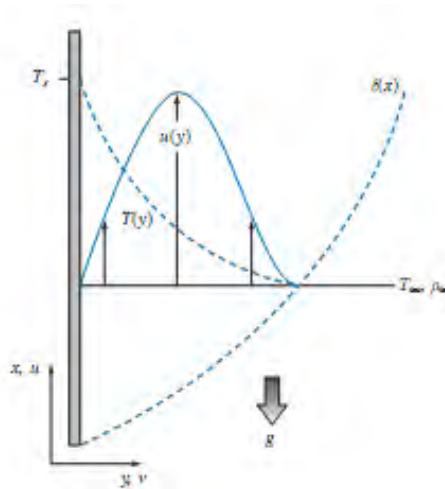


Figura 21: Temperatura e velocità su parete calda e verticale

6.5.2 Convezione naturale soluzione integrale

La convezione naturale è un fenomeno che richiede modelli di calcolo complessi, la sua soluzione analitica è fortemente approssimata dal considerare costanti le proprietà del fluido, ed esiste solo per una casistica limitata. Bisogna inoltre valutare l'insorgere di fenomeni di transizione turbolenta e la presenza di convezione mista.

Una soluzione analitica al problema si ottiene ricorrendo ai flussi potenziali come già fatto per un flusso forzato. In questo caso invece si farà menzione di un metodo integrale altrettanto efficace da un punto di vista progettuale.

6.5.3 Soluzione integrale della convezione naturale su parete verticale

Le equazioni di conservazione vengono integrate in un volume di controllo di lunghezza dx e altezza H molto maggiore degli strati limite termici e cinematici, (Figura 22).

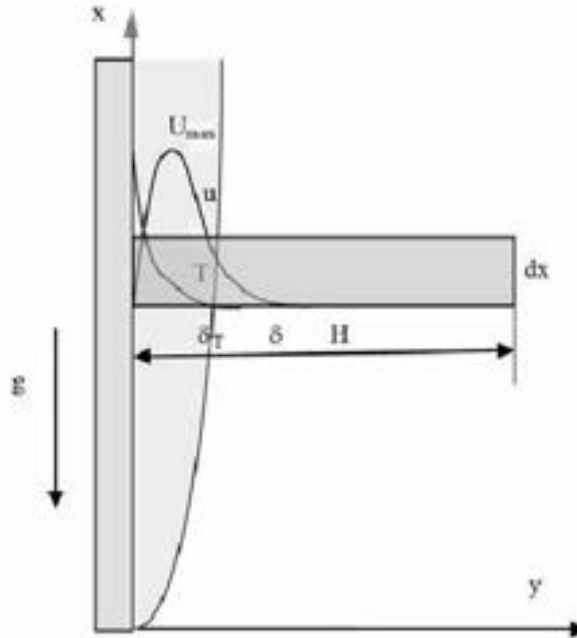


Figura 22: Volume di controllo soluzione integrale convezione naturale

Il procedimento consiste nello scegliere una medesima scala di lunghezza per le distribuzioni adimensionali di temperatura e velocità.

Per la convezione naturale su parete verticale il metodo integrale fornisce i seguenti risultati valutando le proprietà del fluido alla temperatura di film.

$$\frac{\delta_{(x)}}{x} = 3.94 \left(\frac{20/21 + \text{Pr}}{Ra_x \text{Pr}} \right)^{1/4}$$

$$\frac{U_{\max(x)} x}{\alpha} = 0.765 \left(\frac{Ra_x \text{Pr}}{20/21 + \text{Pr}} \right)^{1/2}$$

$$Nu_x = 0.508 \left(\frac{Ra_x \text{Pr}}{20/21 + \text{Pr}} \right)^{1/2}$$

$$\overline{Nu} = 0.677 \left(\frac{Ra_L \text{Pr}}{20/21 + \text{Pr}} \right)^{1/2}$$

6.5.4 Convezione naturale: numeri adimensionali

Per la caratterizzazione della convezione naturale si utilizzano quattro numeri adimensionali

$$\left\{ \begin{array}{l} Nu = f(\pi_1, \pi_2, \pi_3) \\ \pi_1 = Re_L \\ \pi_2 = Pr \\ \pi_3 = \frac{g\beta(T - T_\infty)L^3}{\nu^2} = Gr \end{array} \right.$$

Introducendo il numero di Grashoff Gr che quantifica l'importanza dei fenomeni di galleggiamento del flusso rispetto a quelli di natura viscosa. Generalmente si ha:

$$\left\{ \begin{array}{ll} Gr \leq 10^8 & \text{strato limite laminare} \\ Gr \geq 10^{10} & \text{strato limite turbolento} \end{array} \right.$$

La soluzione è del tipo

$$Nu = \phi(Re_L) \varphi(Pr) \psi(Gr)$$

Tuttavia Re non è un parametro indipendente poiché le proprietà del fluido e la velocità sono tutte funzione della temperatura; quindi si ricorre al numero di Rayleigh che risulta più adatto alla descrizione del fenomeno

$$Ra_L = Gr * Pr = \frac{g\rho\beta L^3 \Delta T}{\nu\alpha}$$

Unicamente le caratteristiche del fluido e la geometria del problema condizionano il fenomeno, per analizzare qualitativamente tale sensibilità il metodo della similitudine fornisce i risultati riassunti in Tabella 16.

Tabella 16: Risultati del metodo della similitudine per la convezione naturale

	δ/δ_{in}	δ_{in}/x	U_x/α	Nu_x
$Pr \ll 1$	1	$Ra_x^{-1/4} Pr^{-1/4}$	$Ra_x^{1/2} Pr^{1/2}$	$Ra_x^{1/4} Pr^{1/4}$
$Pr \geq 1$	$Pr^{1/2}$	$Ra_x^{-1/4}$	$Ra_x^{1/2}$	$Ra_x^{1/4}$

Per problemi di convezione naturale su piastre e cilindri verticali sono verificate da numerose esperienze le seguenti relazioni

$$\begin{array}{ll} \overline{Nu_L} = 0.555 (Ra_L)^{1/4} & Ra < 10^8 \\ \overline{Nu_L} = 0.021 (Ra_L)^{2/5} & Ra > 10^{10} \end{array}$$

Da notare come si delinea l'esistenza di una zona di transizione che richiede tecniche di calcolo apposite (Figura 23).

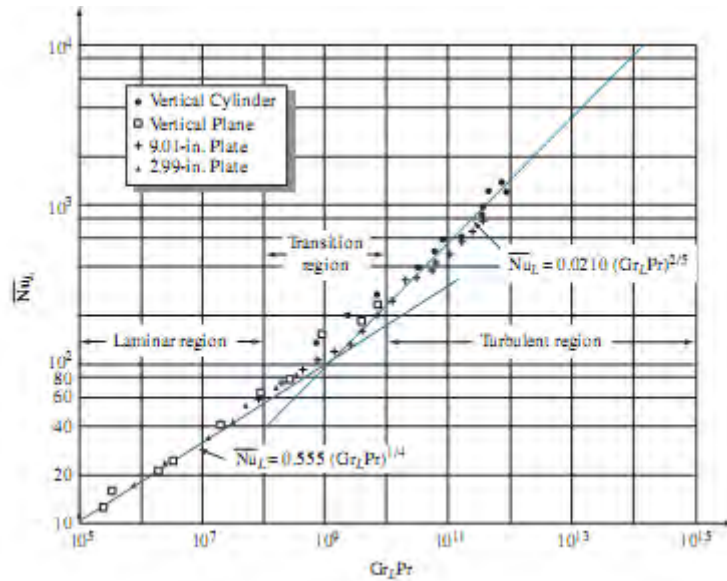


Figura 23: Regimi nella convezione naturale

6.5.5 Convezione naturale in spazi confinati

E' un caso di notevole interesse tecnico per le molteplici situazioni in cui trova riscontro. Gli effetti di confinamento diventano significativi se la distanza fra le pareti è minore della dimensione caratteristica della corrente. Un parametro geometrico fondamentale risulta il rapporto di forma della geometria definito come $a_r = L/w$. Il caso presenta due possibili configurazioni, un regime "completamente sviluppato" dove il fenomeno di scambio termico è sostanzialmente conduttivo, e un regime in cui gli strati limite sono confinati in prossimità della parete mentre il cuore del sistema rimane indisturbato (Figura 24).

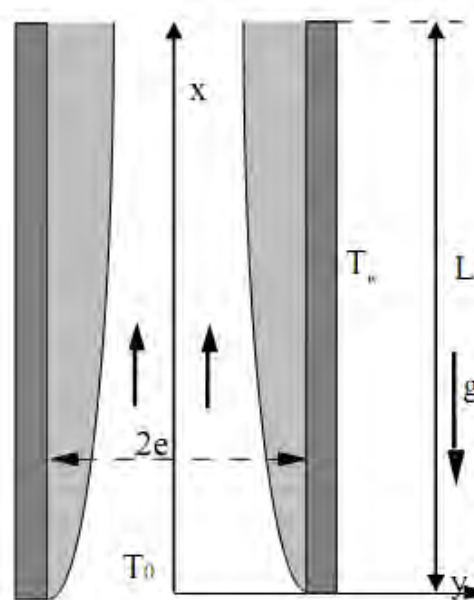


Figura 24: Convezione naturale in spazio confinato

Utilizzando il numero di Rayleigh, Ra , è possibile discriminare le due condizioni di scambio termico.

$$\bullet \frac{e}{L} Ra_L^{1/4} \gg 1$$

Gli strati limite sono distinti ed è pertinente usare la relazioni per la convezione naturale già mostrate.

$$\bullet \left(\frac{e}{L}\right)^4 Ra_L \ll 1$$

Il flusso si sviluppa completamente vicino l'ingresso ed è pertanto necessario utilizzare dei modelli appositi per il calcolo dello scambio termico, che saranno brevemente illustrati.

Condotto verticale "stretto" con regime sviluppato

Si assume che il campo di velocità sia indipendente dalla coordinata longitudinale x , e che la temperatura del fluido è uguale a quella in parete per una frazione consistente del condotto. Si dimostra che il campo di velocità è parabolico con profilo

$$u_{(y)} = \frac{g\beta(T_w - T_0)e^2}{2\nu} \left[1 - \left(\frac{y}{e}\right)^2 \right]$$

Quindi la portata per unità trasversale risulta:

$$\frac{Q}{L_z} = \frac{2g\beta(T_w - T_0)e^3}{3\nu}$$

Dall'analisi dimensionale

$$\overline{Nu}_L = \frac{Ra_{2e}}{24}$$

$$Ra_{2e} = \frac{g\beta(T_w - T_0)(2e)^3}{\nu\alpha}$$

Scatola "larga" con regime sviluppato

In questo esempio si considera una geometria per cui e/L è abbastanza elevato e $(e/L)^4 Ra_L \ll 1$ tale da indurre un moto termicamente e cinematicamente sviluppato ($\partial/\partial x = 0$). Il profilo di temperatura è simmetrico rispetto l'origine

$$u_{(y)} = \frac{g\beta(T_w - T_0)e^2}{12\nu} \left[\frac{y}{e} - \left(\frac{y}{e}\right)^3 \right]$$

Il meccanismo di scambio termico è sostanzialmente conduttivo, il profilo di temperatura risulta lineare rispetto le due pareti

$$T_{(y)} = \frac{T_1 + T_2}{2} + \frac{T_1 - T_2}{2} \left(\frac{y}{e}\right)$$

$$\overline{Nu} = \frac{q/L_z L}{\kappa(T_1 - T_2)/2e} = 1$$

Scatola "larga" con boundary layer distinte

Questo modello si utilizza per alti rapporti di forma e numeri di Rayleigh sufficientemente grandi da permettere che $(e/L)Ra_L^{1/4} \gg 1$.

$$\overline{Nu} = 0.364 \frac{2e}{L} Ra_L^{1/4}$$

Questa relazione risulta valida per

$$(L/2e)^{4/7} Ra_L^{1/7} > 100$$

6.5.6 Relazioni sperimentali per convezione naturale

La sintesi dei risultati sperimentali effettuata tramite l'analisi dimensionale permette di proporre relazioni generalizzate. Risulta conveniente confrontare tali risultati con i dati numerici e analitici disponibili. E' prassi comunemente accettata ritenere che quando due metodologie forniscono risultati paragonabili si possa trattare il fenomeno con confidenza. Da notare che le relazioni ottenute dal fitting di dati sperimentali solitamente presentano una accuratezza nell'ordine del 20% a causa delle incertezze di misura e dell'errore di interpolazione. Le relazioni sono state riportate al punto 2.3.

6.5.7 Convezione mista, numero di Richardson

Sono numerose le casistiche tecniche in cui i due fenomeni di convezione forzata e naturale sono entrambi presenti; come tutte le volte in cui una debole corrente forzata viene sottoposta ad un notevole riscaldamento/raffreddamento. Risulta indispensabile al fine del calcolo dello scambio termico individuare un criterio per discriminare i metodi di soluzione del problema o definire gli ordini di grandezza dei due fenomeni per individuarne il più significativo e procedere ad un calcolo cautelativo.

Il fenomeno può essere studiato introducendo un ulteriore numero adimensionale, il numero di Richardson.

$$Ri = \left[\frac{g\beta L^3 \Delta T}{\nu^2} \right] \left(\frac{\nu^2}{U_\infty L^2} \right) = \frac{Gr}{Re^2}$$

Un primo criterio consiste nell'ignorare l'influenza della convezione naturale se

$$Ri \leq 0.15 \text{ e } Pr \in (0.01, 10)$$

in questo caso infatti l'effetto della convezione naturale è inferiore al 10%. Un altro criterio proposto da Eckert discrimina così i due casi:

$$\begin{cases} Gr/Re_x^{2.5} > 0.007 & \text{solo contributo naturale} \\ Gr/Re_x^{2.5} < 0.007 & \text{solo contributo forzato} \end{cases}$$

Relazioni simili sono state proposte da Siebers mediandole sulla lunghezza L di scambio

$$\begin{cases} Gr_H / Re_L^2 < 0.7 & \text{convezione forzata} \\ Gr_H / Re_L^2 > 10 & \text{convezione naturale} \end{cases}$$

Nella Figura 25 sono sintetizzate le considerazioni fatte e per lo scambiatore a tubi di fumo trattato l'area di interesse è quella cerchiata in rosso.

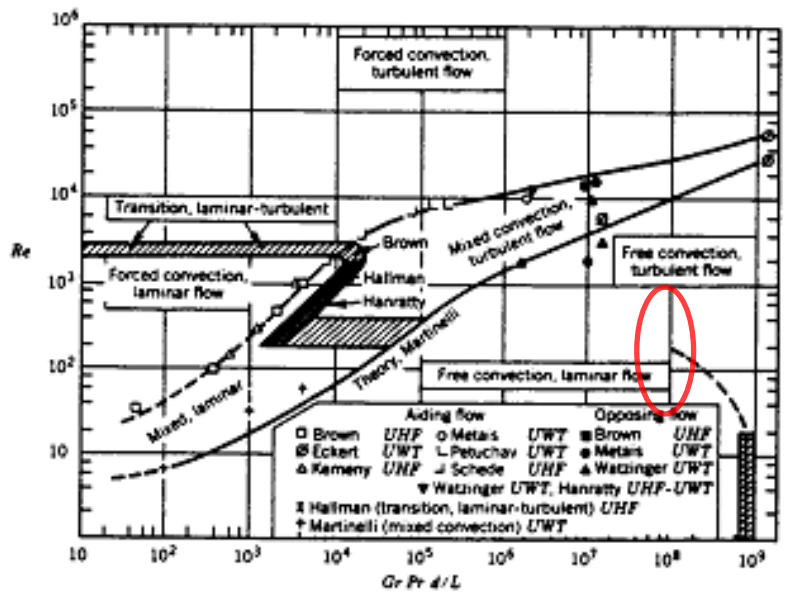


Figura 25: Regimi di convezione mista

7 Nomenclatura

$\frac{D}{Dt}$ derivata sostanziale	\dot{m}_f portata massica fumi
Δ differenziale	\dot{m}_s portata massica sali
\rightarrow	T temperatura ingresso fumi
∇ operatore gradiente	T portata massica fumi
ρ densità	T temperatura uscita fumi
C_p calore specifico a pressione costante	T temperatura uscita sali
μ viscosità dinamica	c calore specifico fumi
κ conduttività termica	c calore specifico sali
ν viscosità cinematica	ΔT differenza media logaritmica (assetto in controcorrente)
α diffusività termica	h coefficiente globale di scambio termico
(x, y, z) terna di coordinate spaziali	h_f coefficiente di adduzione lato fumi
\rightarrow	h coefficiente di adduzione lati sali
v vettore di velocità	λ coefficiente di conducibilità termica del materiale
(u, v, w) terna scalare velocità	δ spessore del materiale
t tempo	S superficie di scambio termico
p pressione	Pr numero di Prandtl
T temperatura	Re numero di Reynolds
=	Nu numero di Nusselt
σ tensore degli sforzi	Gr numero di Grashoff
\rightarrow	Ra numero di Rayleigh
B forze di massa	Ec numero di Eckert
h entalpia statica specifica	Br numero di Brickman
H entalpia	Ri numero di Richardson
g costante gravitazionale	D_h diametro idraulico
\dot{Q} potenza termica	θ temperatura adimensionale
\dot{W} potenza meccanica	α rapporto di forma geometrico
U velocità di riferimento	
L lunghezza di riferimento	
n^* grandezza adimensionale	
\tilde{n} grandezza efficace	
p^{**} pressione corretta	
τ sforzo di attrito viscoso	
C_s coeff. di attrito viscoso	
h_c coeff. di scambio convettivo	
T_w temperatura di parete	
δ spessore strato limite cinematico	
δ_t spessore strato limite termico	
β coeff. di comprimibilità	

8 Riferimenti bibliografici

1. A.Bejan, "Convection Heat Transfer", 1995, Wiley, New York
2. F.P. Incropera, D.P. De Witt, "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", 1996, Wiley, New York.
3. M.F. Marinet, S. Tardut, "Convective Heat Transfer", 2009, Wiley, New York.
4. F.Kreith, R.M. Manglik, M.S. Bohn, "Principles of Heat Transfer", 2003, Cengage Learning, Stanford.
5. F.Kreith "CRC Handbook of Thermal Engineering", 1999, CRC Press, Boca Raton.
6. Y.Jaluria "Natural Convection Heat and Mass Transfer", 1980, Pergamon, New York.
7. ANSYS Inc. "Ansys Fluent Theory Guide", 2012, ANSYS Inc., Canonsburg.
8. ANSYS Inc. "Ansys Fluent User Guide", 2011, ANSYS Inc., Canonsburg.
9. R.F. Bergholz, "Natural convection of a heat generating fluid in a closed cavity", J. Heat Transfer, vol.102 1980, 242-247.
10. R.K. Shah, A.L. London, "Laminar flow forced convection in ducts heat transfer and flow friction in straight and curved ducts: A summary of analytical solutions", Stanford University Department of Mechanical Engineering Technical Report, no75 (1971).
11. G. Barakos, E. Mitsoulis, "Natural Convection flow in a square cavity revisited: laminar and turbulent models with wall functions" International Journal for numerical methods in fluids, vol.1 (1994), pp. 695-719.
12. R.K. MacGregor, A.F. Emery, "Free convection through vertical plane layers-moderate and high Prandtl number fluids", ASME J. Heat Transfer, vol.91 (1969) pp. 391-403.
13. D.L. Siebers, R.G. Schwind, R.J. Moffat, "Experimental Mixed Convection Heat Transfer from a Large, Vertical Surface in Horizontal Flow", Sandia Report , SAND 83-8225, Sandia National Laboratory.
14. L.L. Zaichik, V.M. Alipchenkov, "High Rayleigh Number Turbulent Natural Convection on an Inclined Surface", High Temperature, vol.38 (2000), pp.421-427.
15. B.M. Berkovsky, V.K. Polevikov, "Numerical Study of Problems on High-Intensive Free Convection", Heat Transfer and Turbulent Buoyant Convection, vol. 2 (1977), pp. 443-455.