# ALMA MATER STUDIORUM BOLOGNA

Corso di Laurea in INGEGNERIA MECCANICA



Tesi di Laurea Magistrale

### Ottimizzazione Termofluidodinamica di uno Scambiatore di Calore di tipo "In Line Coil" mediante simulazioni CFD

Supervisori

Candidato

Prof. Antonio BARLETTA

Alessandro POLIDORO

Ing. Jean Edouard LALANNE

26/03/2025

#### PREMESSA

L'analisi termofluidodinamica di uno scambiatore di calore rappresenta un aspetto cruciale nella progettazione e ottimizzazione di sistemi industriali e impiantistici, dove l'efficienza energetica e il controllo delle temperature sono fattori determinanti. Gli scambiatori di calore, che permettono il trasferimento di calore tra due fluidi a differenti temperature, sono componenti fondamentali in una vasta gamma di applicazioni, dalla produzione di energia alle industrie chimiche e alimentari, fino ai sistemi di climatizzazione e raffreddamento.

L'ottimizzazione delle prestazioni di uno scambiatore di calore richiede una comprensione approfondita dei fenomeni fisici che governano il trasferimento di calore e il flusso dei fluidi all'interno del dispositivo. A tale scopo, l'analisi termofluidodinamica si avvale di modelli matematici e simulazioni numeriche per studiare il comportamento dei fluidi, la distribuzione della temperatura e la resistenza al flusso termico e di materia, con l'obiettivo di migliorare l'efficienza e ridurre i costi operativi dell'impianto.

La presente tesi si concentra sull'analisi di uno scambiatore di calore, utilizzando un approccio termofluidodinamico per esaminare il suo funzionamento in condizioni operative specifiche. Attraverso la simulazione numerica e l'applicazione di modelli di trasferimento termico, si intende identificare le variabili critiche che influenzano il rendimento dello scambiatore e proporre soluzioni per ottimizzarne le performance. Inoltre, si discuteranno le diverse configurazioni dello scambiatore di calore, confrontando i risultati ottenuti per individuare le migliori soluzioni progettuali in base agli obiettivi prestazionali prefissati.

### RINGRAZIAMENTI

Desidero ringraziare il Professor Antonio Barletta e l'ingegnere Jean Edouard Lalanne per avermi seguito durante il percorso della tesi e per avermi assistito con preziosi consigli. Un enorme grazie va ai miei genitori Rocco e Simona e a mio fratello Alberto per il costante supporto: senza di loro non avrei raggiunto questo importante traguardo. Infine voglio dedicare un ringraziamento speciale a me stesso. Per la determinazione nei momenti difficili, per la costanza nel superare le sfide e per la volontà di non arrendermi mai, anche quando tutto sembrava complicato.

# Indice

1	Intr	oduzio	one	1
	1.1	Tipolo	ogie di scambio termico	1
		1.1.1	Conduzione	2
		1.1.2	Convezione	4
		1.1.3	Irraggiamento	10
	1.2	Lo sca	ambiatore di calore: i parametri principali	13
		1.2.1	Tipologie di scambiatori	13
		1.2.2	Il dimensionamento dello scambiatore	17
		1.2.3	I parametri di progetto	18
			1.2.3.1 Coefficiente di scambio termico globale $\ldots \ldots$	19
			1.2.3.2 Fattore di Sporcamento	20
			1.2.3.3 LMTD	22
			1.2.3.4 Efficienza $\varepsilon$ e metodo $\varepsilon - NTU$	24
<b>2</b>	L'in	npiant	0	26
	2.1	Cos'è	il Nero di Carbonio	26
		2.1.1	Morfologia	27
	2.2	Produ	nzione	29
	2.3	Salute	e e sicurezza	31
		2.3.1	Pericolo di Esplosione	31
		2.3.2	Pericolo d'incendio	32
		2.3.3	Pulizia e pratiche di lavoro sicuro	33
	2.4	L'imp	pianto RA3	34
3	In I	Line C	oil Heat Exchanger	37
	3.1	Obiet	tivo di progetto dell'AC	37
		3.1.1	Installazione	38
		3.1.2	Requisiti di progettazione	39
		3.1.3	Equazioni dell'AC	40
		3.1.4	Materiali	40
		3.1.5	Sporcamento	41
	3.2	Proge	etto ILC	42
		3.2.1	ILC N°1	42
			3.2.1.1 Simulazioni dell'ILC tipo 1	45

		3.2.2	ILC N°2	2	54
			3.2.2.1	Blow by Effect	54
			3.2.2.2	La geometria e le Boundary Conditions	55
			3.2.2.3	Valutazione Calcoli NO Blow-By	57
	3.3	Scenar	rio con B	low-By e confronto	67
		3.3.1	Scenario	o con Blow-By	67
4	Ana	alisi ap	profond	ita delle prestazioni	70
	4.1	Ottim	izzazione	del calcolo termofluido dinamico $\hdots$	71
		4.1.1	1° Anali	si	71
			4.1.1.1	L'equazione di Gnielinski per il calcolo del numero di	
				Nusselt	71
			4.1.1.2	Darcy friction Factor	73
			4.1.1.3	Risultati ottenuti	75
		4.1.2	2° Anali	si	77
			4.1.2.1	Superfici Rugose e Fattore di Attrito	77
			4.1.2.2	Risultati Ottenuti	78
		4.1.3	3° Anali	si	80
			4.1.3.1	Risultati Ottenuti	80
		4.1.4	4° Anali	si	81
			4.1.4.1	Risultati Ottenuti	81
	4.2	Valuta	azione del	Blow-By	83
		4.2.1	Calcolo	delle Aree	83
		4.2.2	Valutazi	one della portata	87
		4.2.3	Analisi	del Blow-By	93
			4.2.3.1	$1^{\circ}$ Row $\ldots$	93
			4.2.3.2	$2^{\circ}$ Row	98
			4.2.3.3	$5^{\circ}$ Row	102
			4.2.3.4	Risultati	106
5	Cor	nclusio	ni		108
6	App	pendic	е		109
7	Bih	liograf	ìa		113
		0			

# Elenco delle figure

1.1	rappresentazione di un generico punto P sull'isoterma	3				
1.2	Alcuni valori del coefficiente di scambio termico convettivo h $\ \ . \ . \ .$	5				
1.3	Differenza di traiettorie in caso di regime laminare e turbolento 5					
1.4	Rappresentazione della zona stazionaria e alterata per moto laminare					
	e turbolento	6				
1.5	Distribuzione dello sforzo tangenziale in un tubo: moto laminare (blu)					
	e turbolento (rosso).	7				
1.6	La distribuzione dell'energia che incide su una lamina lucida	11				
1.7	Potere emissivo di un corpo nero a differenti temperature	12				
1.8	Temperature $\theta_1$ e $\theta_2$ in uno scambiatore a doppio tubo. <b>a</b> caso contro-					
	corrente, $\mathbf{b}$ caso equicorrente	13				
1.9	Rappresentazione sezionata dello scambiatore	14				
1.10	Schema di uno scambiatore di calore a fascio tubiero	14				
1.11	Rappresentazione 3D	15				
1.12	Parte tubi dello scambiatore	15				
1.13	Terminologia e aree per il lato-guscio esterno con deflettori a segmenti:					
	(a) vista che mostra le varie disposizione dei tubi e i deflettori; $(b)$ gap					
	dimensionale tra guscio e deflettore; $(c)$ convenzionale disposizione dei					
	deflettori; (d) zona di passaggio tra tubo e deflettore; (e) deflettore "a					
	finestra"	16				
1.14	Linee di flusso del fluido lato guscio	17				
1.15	Schema di uno scambiatore con tubo a spirale	17				
1.16	Tabella con le resistenze per sporcamento per varie tipologie di fluidi	21				
1.17	Tipico caso di scambiatore di calore nel quale $U$ varia molto	22				
1.18	Fattore di correzione $F$ per passaggio singolo lato mantello e singolo/-					
	multi passaggio lato tubi in uno scambiatore	23				
1.19	Fattore di correzione $F$ per passaggio singolo sia lato tubi che mantello,					
	caso flusso incrociato	23				
1.20	Efficienza di alcune tipologie di scambiatori	25				
		<i>.</i> -				
2.1	Diversi utilizzi del nero di carbonio in ambito industriale	26				
2.2	Sequenza dello sviluppo della struttura del nero di carbonio	27				
2.3	Vista tramite microscopio delle particelle di carbon black	28				

2.4	Immagine ottenuta tramite microscopia elettronica a trasmissione	
	(TEM) delle fasi di creazione del nero del carbon black	29
2.5	Tipico processo produttivo di Carbon Black a fornace nera	30
2.6	Processo produttivo di tipo nero termico	31
2.7	Fase primaria di stoccaggio	34
2.8	Quench Venturi per il Nero di Carbonio	36
3.1	Rappresentazione tramite modello 3D dello scambiatore (in blu)	38
3.2	Posizione dell'injection nozzle lungo il condotto dello scambiatore . $\ .$	39
3.3	Schema grafico raffigurante la disposizione dei tubi $\ .\ .\ .\ .$	44
3.4	Risultati numerici ottenuti	44
3.5	Rappresentazione del condotto che conduce all'ILC $\ldots \ldots \ldots$	45
3.6	Rappresentazione del fascio tubiero composta da 74 tubi $\ldots\ldots\ldots$	46
3.7	Vista frontale del fascio tubiero	47
3.8	Vista dall'alto del fascio tubiero	47
3.9		48
3.10	Tratto superiore del condotto fumi e scambiatore $\ldots \ldots \ldots \ldots$	48
3.11	Sezione verticale ILC	49
3.12	Sezione ILC che evidenzia la temperatura dell'olio nel fascio tubiero	49
3.13	Sezione nella zona dell'ingresso ILC	50
3.14	Sezione nella zona media dell'ILC	50
3.15	Sezione presso la zona d'uscita fumi dall'ILC	51
3.16	Tratto di Uscita FSK Oil	51
3.17	Sezione di Uscita Fumi	52
3.18	Andamento delle linee di corrente del flusso di fumi che incide contro	
	la serpentina	54
3.19	Zone ad alto valore di velocità lungo la sezione del condotto fumi $\ .$	55
3.20	Schema progettuale del nuovo scambiatore	56
3.21	Valori iniziali descrittivi dello scambiatore	57
3.22	Analogia elettrica con le resistenze termiche in un condotto $\ldots$ .	62
3.23	profilo di temperatura in un cilindro durante fase di conduzione termica	63
3.24	Diagramma raffigurante il coefficiente di Fanning rispetto al numero	
	di Reynolds	65
3.25	Risultati	66
3.26	Condizioni iniziali di progetto	67
3.27	Risultati di calcolo $con$ blow-by (circa 48%)	68
4.1	Diagramma di Moody per la valutazione del fattore d'attrito	74
4.2	Risultati ottenuti per il tentativo numerico n°1 $\ .\ .\ .\ .$	76
4.3	Risultati del 2° tentativo	78
4.4	Risultati tentantivo numero 3	80
4.5	Risultati del 4° tentativo	82
4.6	Dsiposizione del fascio tubiero nell'ILC	83

4.7	Condotto a sezione circolare con indicazione del diametro interno $D_i$ ,	
	del livello idrico $h$ e dell'angolo al centro $\alpha$	84
4.8	Rappresentazione dimensionale delle quote	85
4.9	Modello 3D del volume di fumi con le sezioni inserite	87
4.11	Rappresentazione della mesh creata	88
4.14	Grafico nel tempo della velocità media,rispetto all'asse z, per ogni	
	sezione di uscita	91
4.15	Grafico nel tempo dell'integrale di velocità rispetto ad ogni sezione	
	d'uscita	91
4.16	Dsiposizione del fascio tubiero nell'ILC	93
4.18	Mesh della 1° sezione	95
4.19	Andamento della temperatura lungo la 1° Row	95
4.22	Vista frontale 2° Row con inserimento dei probe points	99
4.23		99
4.24		100
4.26	Vista frontale 2° Row con inserimento dei probe points	102
4.30	Velocità medie registrate dai probe point della zona destra	105
4.31	velocità medie registrate dai probe point della zona sinistra $\ .\ .\ .$	105
0.1		100
6.1	Andamento della densita del TG in funzione della temp.	109
6.2	Andamento della viscosità dinamica del TG in funzione della temp	110
6.3	Andamento della conduttività termica del TG in funzione della temp.	110
6.4	Andamento delcalore specifico del TG in funzione della temp	110
6.5	Andamento della densità dell' FSK in funzione della temp	111
6.6	Andamento della viscosità dinamica del FSK in funzione della temp.	111
6.7	Andamento della conduttività termica del FSK in funzione della temp.	112
6.8	Andamento del calore specifico del FSK in funzione della temp	112

## Elenco delle tabelle

1.1	Conducibilità termica di alcuni materiali a temperatura ambiente						
	$(25 ^{\circ}\mathrm{C})$	4					
1.2	Esempi di valori tipici del numero di Reynolds per vari scenari. $\ . \ .$	8					
1.3	Numero di Nusselt per diversi fluidi in condizioni tipiche. $\ .\ .\ .$	10					
1.4	Esempi di valori del coefficiente di emissività per diversi materiali. $% \mathcal{L}^{(n)}$ .	11					
1.5	Valori tipici del coefficiente globale di scambio termico	19					
2.1	Classi di rischio esplosione per diversi composti						
2.2	Principali agenti estinguenti e loro effetto	33					
3.1	Composizione del Tail Gas	39					
3.2	Confronto tra SS904L e AISI 316L	40					
3.3	Parametri descrittivi dello scenario n°1	42					
3.4	Proprietà termofisiche del Tail Gas	43					
3.5	Proprietà termofisiche del FSK Oil	43					
3.6	Tabella dei risultati progetto ILC 30 $m^2$ e 74 tubi	52					
3.7	Geometria dell'ILC	58					
3.8	Parametri fisici lato FSK Oil	58					
3.9	Parametri fisici lato Tail Gas	60					
3.10	Calcoli dei coefficienti termici	61					
3.11	Parametri legati ai risultati dello scambio termico	63					
3.12	Valori legati al calcolo delle perdite di carico lungo il fascio tubiero .	64					
3.13	Confronto tra i due scenari di calcolo, con e senza blow-by. $\ \ . \ . \ .$	69					
4.1	Confronto del numero di Nusselt per i primi 5 tubi utilizzando le						
	equazioni di Dittus-Boelter e Gnielinski	72					
4.2	Rugosità media delle tubazioni commerciali	74					
4.3	Fattori di attrito per i primi 5 tubi	75					
4.4	Calcolo delle Aree - Parte 1	86					
4.5	Calcolo delle Aree - Parte 2	86					
4.6	Calcoli della velocità integrale e media per le righe 1-6	92					
4.7	Calcoli della velocità integrale e media per le righe 7-11 $\ldots$	92					
4.8	Portata massica calcolata per le righe 1-6	92					
4.9	Portata massica calcolata per le righe 7-11	92					
4.10	Calcolo del Blow-by (Rows 1°-6°) $\hdots$	106					

4.11 Cal	colo del	Blow-by	(Rows	7°-11°)	) .														106
----------	----------	---------	-------	---------	-----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	-----

## Acronimi

AC	Azienda Committente.
LMTD	Logarithmic Mean Temperature Difference.
NTU	Number of Transfer Units.
TG	Tail Gas.
СВ	Carbon Black.
LEL	Lower Explosion Limit.
UEL	Upper Explosion Limit.
ATEX	ATmosphères EXplosibles.
FSK	Feedstock per la produzione del CB.
ILC	In-Line Coil.
LPA	Low Pressure Air.
ECR	Ethylene Cracker Residue.
RMC	Raw Material Cost.

### Capitolo 1

## Introduzione

Il trasferimento di calore è emerso come disciplina centrale nell'ingegneria contemporanea. L'attività di ricerca degli ultimi decenni ha dato origine allo sviluppo di concetti e risultati, i quali hanno dato una base concreta per gli studi più recenti. Il trasferimento di calore è diventato non solo una disciplina a sé stante nella letteratura e nell'ingegneria attuale, ma anche un settore di studio indispensabile nell'interfaccia con altre branche più antiche. Ad esempio, la meccanica dei fluidi oggi è in grado di descrivere il trasporto di calore grazie ai grandi progressi compiuti nella più moderna analisi riguardante il trasferimento di calore di tipo convettivo. Ai giorni d'oggi, la sua considerazione in una qualsiasi applicazione ingegneristica che riguardi la cessione di calore tra due corpi è di fondamentale importanza. Gli ingegneri sono spesso alle prese con il calcolo della velocità con cui viene trasferito calore per l'applicazione in una qualche tecnologia di processo; un esempio può essere la generazione di energia in una centrale elettrica, dove l'impianto richiede un elevato trasferimento di calore dai gas caldi di combustione all'ambiente. In generale, la termodinamica, con annesse tutte le sue ramificazioni, oggi è in grado di fornire solide fondamenta teorico-sperimentali per la modellazione, la simulazione e l'ottimizzazione dei più svariati sistemi energetici presenti in commercio.

### 1.1 Tipologie di scambio termico

L'area ingegneristica spesso definita "scienza termica" comprende, come già precedentemente accennato, le branche della termodinamica e del trasferimento di calore. In termodinamica, il calore è definito come l'energia che attraversa il "confine" di un sistema quando questo trasporto energetico avviene a causa di una differenza di temperatura tra il sistema stesso e il suo ambiente circostante. La seconda legge della termodinamica afferma infatti che il calore si trasferisce sempre oltre il "confine" del sistema nella direzione per la quale si ha un gradiente di temperatura negativo; un corpo caldo, infatti, trasmette una parte della sua energia al corpo freddo e la trasmissione ha luogo fino a che non viene raggiunto l'equilibrio termico. Tuttavia, la termodinamica non definisce da che cosa dipenda il calore trasferito, o quanto velocemente o intensamente avviene questo processo irreversibile. Spesso però nei problemi pratici, diventa importante conoscere con quale rapidità avviene lo scambio termico, piuttosto che la quantità di calore scambiato. È compito della scienza della trasmissione del calore chiarire quali siano le leggi che governano questo tipo di processi. Il ruolo di quest'ultimo ambito di studio è quindi quello di integrare le analisi termodinamiche, che considerano solo sistemi in equilibrio, con leggi aggiuntive che consentono la previsione delle velocità di trasferimento dell'energia. Queste leggi supplementari si basano sulle tre modalità fondamentali di trasferimento del calore, vale a dire conduzione, convezione e radiazione.

- Conduzione
- Convezione
- Irraggiamento

Nell'ambito pratico, possono avvenire contemporaneamente due o più tipi di trasferimento di calore, ma per facilitare l'analisi, le modalità di scambio termico verranno inizialmente considerate separatamente, per poi essere ritrattate in modo più approfondito nelle fasi successive dell'elaborato.

#### 1.1.1 Conduzione

La conduzione termica è un processo fisico mediante il quale si ha il trasferimento di energia tra molecole vicine in una sostanza a causa di un gradiente di temperatura; nei gas e nei liquidi è dovuta alle collisioni tra le molecole durante il loro moto, nei solidi è dovuta alle vibrazioni delle stesse all'interno del reticolo cristallino. Quando una zona di un materiale è più calda, le sue molecole vibrano più intensamente. Queste vibrazioni si trasmettono progressivamente alle zone più fredde, permettendo il passaggio di energia termica senza che il materiale stesso si sposti macroscopicamente. Come già espresso sopra, il trasporto di energia per conduzione è dovuto ad un gradiente di temperatura nella sostanza; la temperatura T cambia sia con la posizione che con il tempo. Tutte le temperature formano un campo di temperatura

$$T = T(x, t). \tag{1.1}$$

I campi di temperatura possono essere stazionari se non dipendono dal tempo t, oppure si parla di non stazionarietà o campi di temperatura transitori quando i cambiamenti nel tempo sono rilevanti. Tutti i punti di un corpo che si trovano alla stessa temperatura T, nello stesso istante, possono essere pensati come uniti da una superficie. Questa superficie isoterma separa le parti del corpo che hanno una temperatura superiore a T, da quelle con una temperatura inferiore. Il cambiamento più significativo di temperatura si verifica lungo la normale all'isoterma, ed è dato dal gradiente di temperatura:

$$\nabla T = \frac{\partial T}{\partial x} e_x + \frac{\partial T}{\partial y} e_y + \frac{\partial T}{\partial z} e_z \tag{1.2}$$



Figura 1.1: rappresentazione di un generico punto P sull'isoterma

dove  $e_x$ ,  $e_y$  ed  $e_z$  rappresentano i versori nelle tre direzioni coordinate.

Considerando il gradiente di temperatura come causa del trasferimento di energia in un corpo conduttivo, come viene mostrato in figura 1.1, il flusso di calore  $\mathbf{q}$ attraverso un materiale è descritto dalla legge di Fourier, la quale afferma che la quantità di calore trasferito per unità di tempo è proporzionale al gradiente di temperatura, secondo la formula:

$$\mathbf{q} = -k\,\nabla T \tag{1.3}$$

dove:

- q (W m<sup>-2</sup>) indica la quantità di calore che si trasferisce attraverso una superficie per unità di tempo;
- k è la conducibilità termica del materiale (W m<sup>-1</sup> K<sup>-1</sup>), che misura la capacità del materiale di condurre il calore;
- $\nabla T$  è il gradiente di temperatura (K m<sup>-1</sup>), ovvero la variazione della temperatura nello spazio.

Il segno negativo è anteposto alla formula poichè tiene conto del secondo principio della termodinamica, secondo cui il calore si propaga sempre dalle zone a maggiore temperatura verso quelle a minore temperatura. La conducibilità termica k(T,p) è una proprietà del materiale, dipendente da temperatura e pressione. Inoltre è considerabile come uno scalare se il materiale è isotropo, ovvero dipende dalla capacità del materiale di condurre il calore in una determinata posizione al suo interno. La tabella seguente mostra i valori di conducibilità termica (k) per alcuni materiali comuni a temperatura ambiente (25 °C).

Si può notare come i materiali metallici, quindi materiali conduttori, presentano un valore di conducibilità termica maggiore rispetto ai materiali gassosi. Ciò risiede

Materiale	Conducibilità Termica (k)	Unità di Misura $(W m^{-1} K^{-1})$
Rame	385.00	$\rm Wm^{-1}K^{-1}$
Argento	429.00	${ m W}{ m m}^{-1}{ m K}^{-1}$
Alluminio	237.00	${ m W}{ m m}^{-1}{ m K}^{-1}$
Ferro	80.20	${ m W}{ m m}^{-1}{ m K}^{-1}$
Acciaio	16.30	${ m W}{ m m}^{-1}{ m K}^{-1}$
Vetro	0.80	${ m Wm^{-1}K^{-1}}$
Acqua	0.598	${ m W}{ m m}^{-1}{ m K}^{-1}$
Legno (pino)	0.12	${ m W}{ m m}^{-1}{ m K}^{-1}$
Polistirene	0.03	${ m W}{ m m}^{-1}{ m K}^{-1}$
Aria	0.026	${ m W}{ m m}^{-1}{ m K}^{-1}$

**Tabella 1.1:** Conducibilità termica di alcuni materiali a temperatura ambiente  $(25 \,^{\circ}\text{C})$ .

nel fatto che essi presentano una struttura cristallina, che oscillando in modo elastico, permette di trasmettere l'agitazione termica delle molecole da un punto all'altro molto bene. Combinando la legge di Fourier con il principio di conservazione dell'energia o primo principio della termodinamica, secondo cui l'energia di un sistema isolato rimane costante, otteniamo l'equazione della conduzione termica:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = k \,\nabla^2 T \tag{1.4}$$

dove:

- $\rho$  è la densità del materiale (kg m<sup>-3</sup>),
- $c_p$  è il calore specifico (J kg<sup>-1</sup> K<sup>-1</sup>),
- $\nabla^2 T$  è il Laplaciano della temperatura, che rappresenta la dispersione termica nel materiale.

Questa equazione descrive come la temperatura vari nel tempo e nello spazio a causa della conduzione.

#### 1.1.2 Convezione

In un fluido in movimento, l'energia viene trasferita non solo attraverso la conduzione del calore ma anche dal movimento macroscopico dello stesso. Immaginando un'area situata in una data posizione all'interno del fluido, il calore si trasferisce attraverso quest'area per conduzione dovuta al gradiente di temperatura; inoltre, viene trasferita energia sotto forma di entalpia ed energia cinetica del fluido che attraversa la zona stessa. Questo è noto come trasferimento di calore convettivo, che può essere descritto come la sovrapposizione di conduzione termica e trasferimento di energia dal fluido che scorre. Se la temperatura a monte del fluido è  $T_{\infty}$  e la temperatura superficiale del solido è  $T_s$ , il trasferimento di calore nel tempo è dato da:

$$q = h A \left( T_s - T_\infty \right) \tag{1.5}$$

che è nota come "legge del raffred damento di Newton". Questa equazione definisce il *coefficiente di trasferimento del calore convettivo*  $h[W/m^2 * K]$  come costante di proporzionalità che mette in relazione il trasferimento di calore per unità di tempo e unità di superficie rispetto alla differenza di temperatura.

Situation	$\overline{h}$ , W/m <sup>2</sup> K
Natural convection in gases • 0.3 m vertical wall in air, $\Delta T = 30^{\circ}$ C	4.33
Natural convection in liquids • 40 mm O.D. horizontal pipe in water, $\Delta T = 30^{\circ}$ C • 0.25 mm diameter wire in methanol, $\Delta T = 50^{\circ}$ C	570 4,000
Forced convection of gases • Air at 30 m/s over a 1 m flat plate, $\Delta T = 70^{\circ}$ C	80
<ul> <li>Forced convection of liquids</li> <li>Water at 2 m/s over a 60 mm plate, ΔT = 15°C</li> <li>Aniline-alcohol mixture at 3 m/s in a 25 mm I.D. tube, ΔT = 80°C</li> <li>Liquid sodium at 5 m/s in a 13 mm I.D. tube at 370°C</li> </ul>	590 2,600 75,000
<ul> <li>Boiling water</li> <li>During film boiling at 1 atm</li> <li>In a tea kettle</li> <li>At a peak pool-boiling heat flux, 1 atm</li> <li>At a peak flow-boiling heat flux, 1 atm</li> <li>At approximate maximum convective-boiling heat flux, under optimal conditions</li> </ul>	$ \begin{array}{r} 300 \\ 4,000 \\ 40,000 \\ 100,000 \\ 10^{6} \end{array} $
<ul> <li>Condensation</li> <li>In a typical horizontal cold-water-tube steam condenser</li> <li>Same, but condensing benzene</li> <li>Dropwise condensation of water at 1 atm</li> </ul>	15,000 1,700 160,000

Figura 1.2: Alcuni valori del coefficiente di scambio termico convettivo h

In base alla rappresentazione particellare della materia, è possibile associare ad ogni particella di un fluido in moto una velocità v. È importante ricordare come il moto di un fluido possa avvenire secondo due modalità differenti in corrispondenza delle quali i regimi di flusso vanno rispettivamente sotto il nome di *regime laminare* e *regime turbolento*. Nel regime di moto laminare, il fluido procede in modo ordinato e regolare: le linee di flusso (filetti fluidi), che corrispondono alle traiettorie delle sue particelle, sono parallele tra loro. Di conseguenza non si ha mescolamento tra parti diverse del sistema fluido in moto.



Figura 1.3: Differenza di traiettorie in caso di regime laminare e turbolento

È possibile definire per le diverse grandezze fisiche in ogni punto del fluido e per ogni istante di tempo un ben determinato valore numerico. Diversamente, nel caso di moto turbolento, le traiettorie del fluido sono irregolari e complesse, con continui processi di mescolamento in seno alla corrente tra masse di fluido di zone differenti. Sono proprio le distorsioni nelle linee di flusso che, se si amplificano, provocano il formarsi di un regime di moto più caotico e casuale, in cui le grandezze fisiche locali variano nel tempo e nello spazio senza seguire leggi determinabili. Si consideri ad esempio lo *sforzo tangenziale*  $\tau$ ,noto anche come *sforzo di taglio*, una forza per unità di superficie che si oppone al movimento relativo tra strati di fluido adiacenti. Nel caso di moto laminare, lo sforzo tangenziale è dovuto principalmente alla viscosità del fluido. Le molecole del fluido si muovono in strati paralleli, e l'attrito tra questi strati genera uno sforzo che si oppone al movimento relativo. La legge di Newton della viscosità descrive questo fenomeno:

$$\tau = \mu \, \frac{du}{dy} \tag{1.6}$$

dove  $\mu$  è la viscosità dinamica del fluido e du/dy è il gradiente di velocità ed y è la direzione coordinata perpendicolare alla parete. La diretta proporzionalità che lega i valori porta a concludere che maggiore è la viscosità o la variazione di velocità tra gli strati, maggiore sarà lo sforzo tangenziale. Nel moto turbolento, il fluido presenta vortici e fluttuazioni caotiche, le quali rendono la valutazione dello sforzo tangenziale significativamente più complessa.



Figura 1.4: Rappresentazione della zona stazionaria e alterata per moto laminare e turbolento

Lo sforzo di taglio può essere visto come la somma di due componenti:

- *Sforzo viscoso*: simile a quello del moto laminare, dovuto alla viscosità del fluido.
- Sforzo turbolento (o di Reynolds): dovuto al trasferimento di quantità di moto tra le fluttuazioni di velocità nel flusso, a sua volta espresse come somma della componente media e di quella oscillante, come si osserva in 1.4.

Matematicamente, lo sforzo tangenziale turbolento può essere espresso come:

$$\tau_{tot} = \tau_l + \tau_t = \mu \, \frac{du}{dy} + \rho \, \overline{u'v'} \tag{1.7}$$

In figura 1.5 viene rappresentato l'andamento di $\tau$ per i due diversi regimi sopra descritti:



**Figura 1.5:** Distribuzione dello sforzo tangenziale in un tubo: moto laminare (blu) e turbolento (rosso).

Si nota in maniera più evidente come lo sforzo tangenziale di tipo turbolento sia maggiormente influenzato dalle vorticosità e fluttuazioni anziché dal termine viscoso, come nel caso laminare; il profilo è quindi più piatto, con meno variazione tra il centro e le pareti.

E' perciò intuibile che i fenomeni fluidodinamici, oltre ad essere estremamente complessi, non sono indipendenti da quelli termici. Il campo della velocità e quello della temperatura nel fluido sono strettamente connessi e ne consegue che nello studio della convezione i processi termici e dinamici devono essere affrontati contemporaneamente. È chiaro poi a questo punto come moto del fluido e convezione siano fenomeni strettamente connessi e quindi nell'esaminare un qualsiasi problema di convezione è per prima cosa indispensabile precisare il regime. Una volta che è noto il tipo di moto, è possibile andare a determinare il coefficiente di convezione; tale obiettivo è fondamentale al fine di determinare il calore scambiato tramite tale meccanismo.

Data però la difficoltà nel risolvere per via analitica le equazioni costitutive cui prima si è accennato, nello studio della convezione è quasi indispensabile il ricorso all'indagine sperimentale su modelli fisici, supportata dall'analisi dimensionale. Questo metodo consente di generalizzare i risultati sperimentali mediante dei numeri puri, ovvero adimensionali, ognuno dei quali costituisce un raggruppamento di alcune delle grandezze fisiche da cui dipende il fenomeno convettivo:

• Numero di Reynolds Il *numero di Reynolds*(*Re*) è un parametro adimensionale che caratterizza il regime di moto di un fluido all'interno di un condotto o attorno a un corpo solido. Esso rappresenta il rapporto tra le forze inerziali e le forze viscose in un fluido ed è definito dalla relazione:

$$Re = \frac{\rho \, v \, L}{\mu} = \frac{v \, L}{\nu} \tag{1.8}$$

dove:

- $-\rho$  è la densità del fluido (kg m<sup>-3</sup>),
- -v è la velocità caratteristica del fluido (m s<sup>-1</sup>),
- -L è la lunghezza caratteristica (m),
- $-\mu$  è la viscosità dinamica(Pas),
- $-\nu = \frac{\mu}{\rho}$  è la viscosità cinematica (m<sup>2</sup> s<sup>-1</sup>).

Il numero di Reynolds permette di identificare il tipo di regime di flusso<sup>1</sup>:

- $Re < 2400 \rightarrow {\bf Flusso}$  laminare: il fluido si muove in strati paralleli senza mescolanza significativa.
- $-2000 < Re < 4000 \rightarrow$  **Regime di transizione**: il flusso può essere instabile e alternare tra laminare e turbolento.
- $-Re > 4000 \rightarrow$  Flusso turbolento: il movimento del fluido è caotico e dominato da vortici e mescolanza intensa.

La tabella seguente riporta alcuni valori tipici del numero di Reynolds, in diverse situazioni di flusso, per differenti casi pratici di ambito ingegneristico:

Situazione	Regime
Sangue in capillari	Laminare
Olio che scorre in un tubo	Laminare
Acqua in tubi domestici	Transizione
Flusso d'aria su un'auto	Turbolento
Flusso attorno a un aereo	Turbolento

Tabella 1.2: Esempi di valori tipici del numero di Reynolds per vari scenari.

Il numero di Reynolds è uno strumento fondamentale nella fluidodinamica per prevedere il comportamento del flusso di un fluido. È utilizzato in ingegneria per progettare sistemi idraulici, aerodinamici e nei processi industriali. <sup>2</sup>

• Numero di Prandtl: Il *numero di Prandtl(Pr)* è un parametro adimensionale che lega il campo della temperatura al campo della velocità. Descrive il rapporto

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup>Questi valori del numero di Reynolds sono riferiti al caso di flusso che investe una parete orizzontale, chiaramente in base al problema si hanno valori differenti

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup>Osborne Reynolds (1842–1912) era professore di ingegneria a Manchester, in Inghilterra. Era ben noto per il suo lavoro fondamentale sulla meccanica dei fluidi, in particolare la sua indagine sulla transizione tra flusso laminare e turbolento. Scoprendo la differenza tra flusso laminare e turbolento nel 1883, Reynolds ha notato che il tipo di flusso dipende dal parametro adimensionale  $\frac{vl}{\nu}$ , dove V è la velocità media del fluido in un tubo di diametro D e  $\nu$  la viscosità cinematica del fluido che scorre.

tra la diffusività della quantità di moto e la diffusività termica di un fluido. È definito dalla relazione:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{c_p \,\mu}{k} \tag{1.9}$$

dove:

- $\begin{aligned} &-\nu = \frac{\mu}{\rho} \text{ è la viscosità cinematica } (\mathrm{m}^2 \, \mathrm{s}^{-1}), \\ &-\alpha = \frac{k}{\rho c_p} \text{ è la diffusività termica } (\mathrm{m}^2 \, \mathrm{s}^{-1}), \end{aligned}$
- $-c_p$  è il calore specifico a pressione costante  $(J \text{ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}),$
- $-\mu$  è la viscosità dinamica (Pas),
- -k è la conducibilità termica (W m<sup>-1</sup> K<sup>-1</sup>).

Il numero di Prandtl, come detto in precedenza, caratterizza anche il tipo di flusso a cui è soggetto il fluido, e più nello specifico mette in relazione lo spessore dello strato limite di velocità e dello strato limite termico; il rapporto tra lo spessore dello strato limite termico  $\delta t$  e lo spessore dello strato limite di velocità  $\delta$  è inversamente proporzionale alla radice cubica del numero di Prandtl:

$$\frac{\delta_t}{\delta} \approx P r^{-1/3} \tag{1.10}$$

Ciò significa che:

- Se Pr > 1, lo strato limite termico è più sottile dello strato limite di velocità, di conseguenza la diffusione della quantità di moto è molto più veloce rispetto alla diffusione termica; questo accade nei fluidi con alta viscosità o bassa conducibilità termica (es. oli e polimeri).
- SePr<1, la diffusione termica è molto più veloce della diffusione della quantità di moto, generando uno strato limite termico più spesso rispetto allo strato limite di velocità. Questo accade nei fluidi con bassa viscosità o alta conducibilità termica (es. metalli liquidi).
- Se Pr=1, lo strato limite termico e lo strato limite di velocità hanno lo stesso spessore.
- Numero di Nusselt: Il *numero di Nusselt* (*Nu*) rappresenta la reale incidenza dei meccanismi convettivi nello scambio termico realizzato, infatti descrive il rapporto tra il calore scambiato per convezione e quello scambiato per conduzione. Misura il rapporto tra il trasporto di calore per convezione e quello per conduzione. È definito come:

$$Nu = \frac{h\,L}{k} \tag{1.11}$$

dove:

-h è il coefficiente di convezione termica (W m<sup>-2</sup> K<sup>-1</sup>),

- -L è la lunghezza caratteristica (m),
- -k è la conducibilità termica (W m<sup>-1</sup> K<sup>-1</sup>).

Un valore elevato di Nu indica una maggiore efficienza nel trasporto di calore per convezione rispetto alla conduzione.

Fluido	Numero di Nusselt (Nu)
Aria (convezione naturale)	25
Aria (flusso turbolento in tubo)	250
Acqua (flusso laminare in tubo)	4
Acqua (flusso turbolento in tubo)	500
Olio (flusso laminare)	10
Olio (flusso turbolento)	250
Mercurio (metallo liquido)	3
Refrigerante R-134a	400
Vapore d'acqua (condensazione su superficie)	2,000

Tabella 1.3: Numero di Nusselt per diversi fluidi in condizioni tipiche.

Nel proseguo della trattazione verranno presi in considerazione con maggior dettaglio i parametri sopra descritti, in special modo il numero di Nusselt, il quale si è dimostrato essere direttamente legato al coefficiente di scambio termico convettivo, perciò termine fondamentale per una corretta analisi dei flussi termodinamici.

#### 1.1.3 Irraggiamento

La terza modalità di trasmissione del calore è dovuta alla propagazione delle onde elettromagnetiche, che può verificarsi sia nel vuoto totale che in un mezzo. L'evidenza sperimentale indica che il trasferimento di calore radiante è proporzionale alla quarta potenza della temperatura assoluta, mentre conduzione e convezione sono proporzionali a una differenza lineare di temperatura.<sup>3</sup> La legge fondamentale di Stefan-Boltzmann è:

$$E = \sigma T^4 \tag{1.12}$$

dove:

- E è il potere emissivo integrale del corpo nero (W m<sup>-2</sup>),
- $\sigma$  è la costante di Stefan-Boltzmann, pari a:

$$\sigma = 5.670 \times 10^{-8} W m^{-2} K^{-4}$$
(1.13)

• T è la temperatura assoluta del corpo in Kelvin (K)

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup>La radiazione proveniente dall'interno di un corpo solido non penetra la superficie, l'emissione è limitata ad un sottile strato superficiale. Va detto dunque che l'emissione e l'assorbimento della radiazione da parte di un corpo solido sono effetti legati alla superficie. Ciò significa che è più corretto parlare di superfici radianti e assorbenti piuttosto che di irradiare corpi solidi.

Per un corpo reale, l'energia irradiata è minore di quella di un corpo nero e si introduce il *fattore di emissività*  $\varepsilon$ , che varia tra 0 e 1:

$$E = \varepsilon \sigma T^4 \tag{1.14}$$

dove:

•  $\varepsilon$  è il coefficiente di emissività. Questa proprietà non dipende solo dal materiale in questione ma anche dalle condizioni della superficie, ad esempio dalla sua rugosità.

La tabella 1.4 riporta i valori del coefficiente di emissività ( $\varepsilon$ ) per diversi materiali a temperatura ambiente (25 °C):

Materiale	$\mathbf{Emissivit}\mathbf{\hat{e}}[arepsilon]$	
Corpo nero (ideale)	1.00	
Superficie dipinta nera opaca	0.95	
Acqua	0.96	
Vetro	0.95	
Alluminio lucidato	0.10	
Acciaio ossidato	0.95	
Acciaio inossidabile lucidato	0.30	
Rame lucidato	0.05	
Rame ossidato	0.80	
Cemento	0.90	
Legno grezzo	0.85	
Neve fresca	0.90	
Pelle umana	0.97	

Tabella 1.4: Esempi di valori del coefficiente di emissività per diversi materiali.

Quando la radiazione colpisce un corpo, una parte verrà riflessa, un'altra assorbita e un'altra ancora trasmessa.



Figura 1.6: La distribuzione dell'energia che incide su una lamina lucida

Queste "porzioni" di energia sono rappresentate dalla *riflettività*  $\rho$ , assorbitività  $\alpha$  e trasmissività  $\tau$ . Queste tre quantità adimensionali non sono solo delle proprietà

del materiale irradiato, ma dipendono anche dal tipo di radiazione diretta sul corpo. L'influenza principale è data dalla distribuzione della radiazione nello spettro delle lunghezze d'onda delle onde elettromagnetiche incidenti sul materiale. In generale si



Figura 1.7: Potere emissivo di un corpo nero a differenti temperature

può sempre considerare la relazione:

$$\rho + \alpha + \tau = 1. \tag{1.15}$$

In molti casi di carattere pratico, se si studia l'energia scambiata per irraggiamento tra un corpo a temperatura T e l'ambiente esterno a temperatura  $T_s$ , il corpo che irradia viene trattato come un *corpo grigio*. L'assorbimento di un corpo grigio non dipende dal tipo di radiazione incidente e risulta essere sempre uguale all'emissività, tale che  $a = \varepsilon$ . Il flusso netto di calore Q dal corpo radiante all'ambiente che lo racchiude è descritto dall'equazione:

$$Q = A \sigma \varepsilon \left( T^4 - T_s^4 \right). \tag{1.16}$$

In molte applicazioni il trasferimento di calore per convezione deve essere considerato contestualmente al trasferimento di calore per radiazione. Questi due tipi di trasferimento di calore sono paralleli tra loro, quindi i flussi termici per convezione e quelli per irraggiamento vengono sommati per ottenere il calore totale scambiato.

### 1.2 Lo scambiatore di calore: i parametri principali

Si definisce scambiatore di calore un qualsiasi dispositivo che effettui il trasferimento di energia termica da un fluido a un altro. Negli scambiatori più semplici i fluidi caldi e freddi si miscelano direttamente; più comuni sono quelli in cui i fluidi sono separati da una parete metallica. Questa tipologia, detta *recuperatore*, può variare da una semplice superficie piana tra due fluidi che scorrono, fino a delle configurazioni più complesse che coinvolgono più passaggi, oppure alette o deflettori; in questo caso sono necessari i principi del trasferimento di calore conduttivo e convettivo e talvolta della radiazione per descrivere il processo di scambio energetico. Molti fattori si inseriscono nella progettazione di uno scambiatore di calore, tra cui l'analisi termica, le dimensioni, il peso, la resistenza strutturale, la caduta di pressione e naturalmente anche i costi. In questa sezione si tratterà brevemente il tema del funzionamento, facendo una rapida spiegazione dei più comuni esempi di scambiatori, per poi descrivere le variabili costruttive principali le quali ne caratterizzano il progetto.

#### 1.2.1 Tipologie di scambiatori

Una delle configurazioni più semplici per uno scambiatore di calore è quella *a doppio tubo* che è schematicamente illustrato in 1.8.



Figura 1.8: Temperature  $\theta_1 \in \theta_2$  in uno scambiatore a doppio tubo.a caso controcorrente, b caso equicorrente

È costituito da due tubi concentrici, dove il fluido 1 scorre attraverso il tubo interno e il fluido 2 scorre nell'intercapedine tra i due tubi. Sono possibili due diversi regimi di flusso: uno controcorrente dove i due fluidi scorrono in direzioni opposte, come in 1.8 "caso a", o equicorrente come in 1.8 "caso b". Vengono anche mostrati i valori medi sulla sezione delle temperature del fluido  $\theta_1 e \theta_2$  su tutta la lunghezza dello scambiatore di calore; le temperature di ingresso sono indicate da un apice e quelle di uscita da due. Ad ogni sezione trasversale si ha che  $\theta_1 > \theta_2$ , dove il fluido 1 è il più caldo dei due. In caso di flusso controcorrente, i due fluidi escono dallo



Figura 1.9: Rappresentazione sezionata dello scambiatore

scambiatore alle estremità opposte e quindi la temperatura di uscita del fluido caldo può essere inferiore alla temperatura di uscita del fluido più freddo ( $\theta_1'' < \theta_2''$ ), perché devono essere soddisfatte solo le condizioni  $\theta_1'' > \theta_2'$  e  $\theta_1' > \theta_2''$ . Un raffreddamento marcato del fluido 1 o un notevole aumento della temperatura del fluido 2 non è possibile nel caso di flusso equicorrente. In questo caso le temperature di uscita di entrambi i fluidi si verificano alla stessa estremità dello scambiatore e quindi  $\theta_1'' > \theta_2''$ si avrà sempre, non importa quanto sia lungo lo scambiatore; questa è la prima indicazione che il flusso controcorrente è superiore al flusso equicorrente.

Nelle applicazioni pratiche lo scambiatore di calore *a fascio tubiero*, come mostrato in 1.10, è la tipologia più usata.



Figura 1.10: Schema di uno scambiatore di calore a fascio tubiero

Gli scambiatori a fascio tubiero sono tra i più utilizzati nell'industria per la loro robustezza, capacità di operare a pressioni elevate e flessibilità nell'adattarsi a diversi tipi di fluidi. Sono ampiamente impiegati in settori come il petrolchimico, la produzione di energia, la refrigerazione industriale e gli impianti chimici.

Come è evidenziato nelle immagini 1.10 e 1.11, uno dei fluidi scorre tra i tanti tubi paralleli che costituiscono il fascio tubiero. Il fascio tubiero è circondato da una "shell", ovvero un guscio esterno, al cui interno scorre il secondo fluido, il quale passa all'esterno dei tubi.

L'aggiunta dei "deflettori" o "diaframmi" (Baffles), come mostrato in figura 1.10,



Figura 1.11: Rappresentazione 3D



Figura 1.12: Parte tubi dello scambiatore

costringe il fluido lato mantello a fluire perpendicolarmente al fascio tubiero, portando a coefficienti di scambio termico più elevati rispetto a quelli che si avrebbero per flusso parallelo. Sebbene l'aggiunta di questi elementi sia vantaggioso per il trasferimento termico, portano anche una serie di problematicità non trascurabili, come ad esempio il bypass di fluido tra i deflettori e il guscio esterno, visibile in figura 1.14.

Altro tema importante è quello delle vibrazioni dei tubi provocate dal flusso fluido che li attraversa, causando possibili problematiche dal punto di vista strutturale. Il "flusso incrociato" (o *crossflow*) viene spesso applicato in uno scambiatore di calore a fascio tubiero quando uno dei fluidi risulta essere di tipo gassoso. Il gas scorre attorno alle file di tubi trasversalmente all'asse del tubo; l'altro fluido, normalmente liquido, scorre all'interno dei tubi. Introduzione



**Figura 1.13:** Terminologia e aree per il lato-guscio esterno con deflettori a segmenti: (a) vista che mostra le varie disposizione dei tubi e i deflettori; (b) gap dimensionale tra guscio e deflettore; (c) convenzionale disposizione dei deflettori; (d) zona di passaggio tra tubo e deflettore; (e) deflettore "a finestra"

E' importante sottolineare un aspetto progettistico cruciale, ovvero la complessità dei calcoli numerici per la descrizione dei flussi della parte esterna al fascio tubiero. Ciò è dovuto principalmente al fatto che a livello del guscio non c'è un solo flusso, ma sono presenti un flusso trasversale principale e quattro flussi di bypass<sup>4</sup>.

 $<sup>^4 \</sup>rm Non$ si andrà a trattare in questo elaborato l'argomento citato, nonostante ciò la figura 1.14 evidenzia in modo chiaro i diversi "percorsi" che il fluido lato-mantello compie durante il suo attraversamento



Figura 1.14: Linee di flusso del fluido lato guscio

La Figura 1.15 mostra uno scambiatore di calore dal design particolare, chiamato *scambiatore a spirale*, ossia con un tubo a spirale all'interno del guscio metallico esterno. Un fluido scorre attraverso il tubo, l'altro nel rivestimento esterno e può



Figura 1.15: Schema di uno scambiatore con tubo a spirale

fluire attraverso esso o rimanervi mentre viene riscaldato o raffreddato. Il guscio è solitamente dotato di un agitatore che garantisce il moto del fluido, migliorando il trasferimento di calore al tubo a spirale. Esistono numerose altre configurazioni per gli scambiatori di calore, come ad esempio quello *a piastre*, molto utilizzato anch'esso in ambito industriale, ma che in questo elaborato non sarà discusso in quanto non è la tipologia di scambiatore che verrà trattata nei capitoli successivi.

#### 1.2.2 Il dimensionamento dello scambiatore

Lo scopo del presente paragrafo è quello di fornire una breve ma chiara spiegazione circa le due casistiche progettuali che si effettuano durante il dimensionamento di uno scambiatore di calore.

• Il calcolo termico di progetto Ha come scopo quello di dimensionare e di scegliere opportunamente uno scambiatore che deve realizzare il voluto scambio termico tra due fluidi di cui sono note le portate, le temperature di ingresso

e di cui è prescritta una temperatura di uscita. Il dimensionamento consiste nel ricavare il valore del coefficiente di scambio termico, e di conseguenza determinare la superficie di scambio necessaria, per ottenere la velocità termica in uscita. La geometria dello scambiatore ed il tipo viene scelto a priori, quindi è possibile conoscere la lunghezza di cui si necessita.

• Il calcolo termico di verifica Viene eseguito su uno scambiatore già esistente di cui sono note l'area totale di scambio termico, le portate e le temperature di ingresso dei due fluidi. In questo caso l'obiettivo è quello di determinare la potenza termica scambiata e le temperature di uscita dei due fluidi. Come verrà ampiamente discusso nei capitoli successivi, l'obiettivo dello studio ricade nella tipologia del calcolo termico di verifica, dove è necessario trovare le temperature in uscita dallo scambiatore.

#### 1.2.3 I parametri di progetto

L'obiettivo principale nella progettazione termica degli scambiatori di calore è determinare l'area superficiale necessaria per trasferire l'energia termica a una determinata velocità per determinate temperature e portate del fluido. Supponendo che ci siano due flussi di processo nello scambiatore di calore, un flusso caldo che scorre con una *Capacità Termica*  $C_h = m_h c_{ph}$  e un flusso freddo con capacità  $C_c = m_c c_{ph}$ . La conservazione dell'energia richiede che il calore trasferito tra i due fluidi debba essere descritto dal bilancio entalpico:

$$q = C_h(T_1 - T_2) = C_c(t_2 - t_1)$$
(1.17)

dove i pedici 1 e 2 si riferiscono all'entrata e uscita dello scambiatore. L'equazione rappresenta una condizione ideale che deve essere mantenuta in assenza di perdite. Sebbene descriva il calore che viene ceduto nel caso di condizioni di portata e temperatura prescritte, non fornisce alcuna indicazione sulla dimensione dello scambiatore di calore necessaria per svolgere tale funzione. Questo è facilitato utilizzando il coefficiente di scambio termico globale U, considerando la relazione fondamentale di scambio termico:

$$Q = U A \Delta T \tag{1.18}$$

dove:

- Q è la potenza termica trasferita (W),
- U è il coefficiente globale di scambio termico (W m<sup>-2</sup> K<sup>-1</sup>),
- A è l'area della superficie di scambio termico (m<sup>2</sup>),
- $\Delta T$  è la differenza di temperatura caratteristica tra i due fluidi.

#### 1.2.3.1 Coefficiente di scambio termico globale

Il coefficiente di scambio termico complessivo U è proporzionale al reciproco della somma delle resistenze termiche. Per le configurazioni comuni che incontreremo:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{L}{k} + \frac{1}{h_i}}$$
(1.19)

Questa equazione definisce il coefficiente di scambio termico globale per una parete piana, dove:

- $h_o \in h_i$  sono i coefficienti di scambio termico convettivo rispettivamente della parete interna e esterna (W m<sup>-2</sup> K<sup>-1</sup>),
- L è la lunghezza della parete (m),
- k è la conducibilità termica della parete (W m<sup>-1</sup> K<sup>-1</sup>)

$$U_{o} = \frac{1}{\frac{r_{o}}{r_{i}h_{i}} + \frac{r_{o}ln(\frac{r_{o}}{r_{i}})}{k} + \frac{1}{h_{o}}}$$
(1.20)

$$U_{i} = \frac{1}{\frac{r_{i}}{r_{o}h_{o}} + \frac{r_{i}ln(\frac{r_{o}}{r_{i}})}{k} + \frac{1}{h_{i}}}$$
(1.21)

Queste due equazioni rappresentano il coefficiente di scambio termico U nel caso di parete cilindrica. <sup>5</sup>. È importante notare che l'area di convezione non è la stessa per entrambi i fluidi nel caso di parete cilindrica, ma ricordando l'equazione di conservazione dell'energia si evince che il coefficiente U e l'area di scambio devono comunque essere compatibili tra loro. Per la progettazione preliminare degli scambiatori di calore è quindi vantaggioso poter stimare il coefficiente di trasferimento di calore complessivo. La Tabella 1.5 fornisce valori approssimativi di U per alcuni fluidi comunemente riscontrati.

Tipo di Scambiatore	Coefficiente $U$ (W/m <sup>2</sup> K)
Gas - Gas	10 - 100
Liquido - Gas	200 - 1000
Liquido - Liquido	500 - 5000
Condensatore a fascio tubiero	500 - 2000
Evaporatore a fascio tubiero	800 - 2500
Scambiatore a piastre	1000 - 6000
Radiatore automobilistico	50 - 200
Scambiatore aria-acqua	20 - 500

Tabella 1.5: Valori tipici del coefficiente globale di scambio termico.

<sup>&</sup>lt;sup>5</sup>Le equazioni  $U_o \in U_i$  verranno trattate più dettagliatamente nel capitolo 3, dove si tratterà l'analisi di verifica progettuale più nel pratico

Di seguito si riportano brevemente due diverse strategie per aumentare il coefficiente di scambio termico complessivo U( queste verranno analizzate più nel dettaglio nei capitoli successivi):

- 1. Incremento del coefficiente di convezione (h) Un modo efficace per migliorare U è aumentare i coefficienti convettivi  $h_o$  e  $h_i$  tramite:
  - Aggiunta di alette, deflettori o altre superfici estese per aumentare l'area di scambio.
  - Aumento della velocità del fluido per migliorare la convezione forzata.
  - Utilizzo di fluidi con migliori proprietà termiche, come oli termici o refrigeranti speciali.
- 2. Riduzione della resistenza conduttiva per minimizzare la resistenza della parete:
  - Utilizzo di materiali con alta conducibilità termica, come ad esempio rame o alluminio.
  - Riduzione dello spessore delle pareti quando possibile.

#### 1.2.3.2 Fattore di Sporcamento

Come è stato già più volte evidenziato nel corso del capitolo, le prestazioni degli scambiatori di calore dipendono dal calore trasferito, e si è evidenziata in particolar modo l'influenza delle superfici di scambio termico, necessarie al corretto dimensionamento.

Una considerazione di progetto non ancora messa in evidenza in quanto ovvia ma allo stesso tempo essenziale è lo stato di pulizia nella quale la superficie scambiante si trova. Nel tempo, le superfici degli scambiatori di calore possono accumulare impurità, incrostazioni o strati di ossidazione; la resistenza termica tende ad aumentare, con conseguente diminuzione delle prestazioni energetiche dell'impianto.

Questa resistenza aggiuntiva è solitamente denotata da un fattore di incrostazione o *Fattore di sporcamento ("Fouling Factor")*  $R_f$ . I fattori di sporcamento vengono determinati sperimentalmente testando lo scambiatore di calore sia in condizione di lavoro pulita che sporca, riuscendo così a definire il parametro cercato:

$$R_f = \frac{1}{U_{\text{dirty}}} - \frac{1}{U_{\text{clean}}} \tag{1.22}$$

Di seguito è riportata la tabella con esempi numerici di fattori di sporcamento.

#### Introduzione

Fluid	Fouling Resistance (10 <sup>4</sup> m <sup>2</sup> · K/W)	Fluid	Fouling Resistance (10 <sup>4</sup> m <sup>2</sup> · K/W)
Liquid water streams		Crude oil refinery streams	
Artificial spray pond water	1.75-3.5	Temperature $\approx 120^{\circ}C$	3.5-7
Boiler blowdown water	3.5-5.3	Temperature $\approx 120-180^{\circ}C$	5.25-7
Brackish water	3.5-5.3	Temperature ≈ 180–230°C	7-9
Closed-cycle condensate	0.9-1.75	Temperature > 230°C	9-10.5
Closed-loop treated water	1.75	Petroleum streams	
Distilled water	0.9-1.75	Lean oil	3.5
Engine jacket water	1.75	Liquefied petroleum gases	1.75-3
River water	3.5-5.3	Natural gasolene	1.75-3.5
Seawater	1.75-3.5	Rich oil	1.75-3.5
Treated boiler feedwater	0.9	Process liquid streams	
Treated cooling tower water	1.75-3.5	Bottom products	1.75-3.5
Industrial liquid streams		Caustic solutions	3.5
Ammonia (oil bearing)	5.25	DEA solutions	3.5
Engine lube oil	1.75	DEG solutions	3.5
Ethanol	3.5	MEA solutions	3.5
Ethylene glycol	3.5	TEG solutions	3.5
Hydraulic fluid	1.75	Caustic solutions	3.5
Industrial organic fluids	1.75-3.5	Crude and vacuum liquids	
Methanol	3.5	Atmospheric tower bottoms	12.3
Refrigerants	1.75	Gasolene	3.5
Transformer oil	1.75	Heavy fuel oil	5.3-12.3
No. 2 fuel oil	3.5	Heavy gas oil	5.3-9
No. 6 fuel oil	0.9	Kerosene	3.5-5.3
Cracking and coking unit streams		Light distillates and gas oil	3.5-5.3
Bottom slurry oils	5.3	Naphtha	3.5-5.3
Heavy coker gas oil	7-9	Vacuum tower bottoms	17.6
Heavy cycle oil	5.3-7	Industrial gas or vapor streams	
Light coker gas oil	5.3-7	Ammonia	1.75
Light cycle oil	3.5-5.3	Carbon dioxide	3.5
Light liquid products	3.5	Coal flue gas	17.5
Overhead vapors	3.5	Compressed air	1.75
Light-end processing streams		Exhaust steam (oil bearing)	2.6-3.5
Absorption oils	3.5-5.3	Natural gas flue gas	9
Alkylation trace acid streams	3.5	Refrigerant (oil bearing)	3.5
Overhead gas	1.75	Steam (non-oil bearing)	9
Overhead liquid products	1.75		
Overhead vapors	1.75		
Reboiler streams	3-5.5		
Chemical process streams			
Acid gas	3.5-5.3		
Natural gas	1.75-3.5		
Solvent vapor	1.75		
Stable overhead products	1.75		

Figura 1.16: Tabella con le resistenze per sporcamento per varie tipologie di fluidi

Questo parametro deve essere incluso insieme alle altre resistenze termiche nel calcolo del coefficiente di scambio termico complessivo U, trattato in precedenza:

$$U = \frac{1}{R_{fo} + \frac{1}{h_o} + \frac{L}{k} + \frac{1}{h_i} + R_{fi}}$$
(1.23)

dove i termini  $R_{fo}$  e  $R_{fi}$  rappresentano rispettivamente la resistenza dovuta allo sporcamento della superficie esterna e di quella interna. Le possibili strategie utilizzate per ridurre il fouling sono:

- Utilizzo di materiali anti-incrostazione per le superfici di scambio.
- Aumento della velocità del fluidi per ridurre i depositi solidi.
- Pulizia periodica con metodi chimici o meccanici, a seconda della tipologia di scambiatore che viene utilizzato.
- Aggiunta di additivi nei fluidi per minimizzare la formazione di depositi.

#### 1.2.3.3 LMTD

Prima di effettuare i calcoli legati al trasferimento di calore per ottenere il valore Q dell'equazione1.18, è necessario definire il termine  $\overline{\Delta T}$ , e per ottenerlo si utilizza solitamente un termine mediato, particolarmente noto in questo ambito ingneristico, ossia l'"LMTD" o log-mean temperature difference:

$$\overline{\Delta T} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} = \Delta T_{\rm lm}$$
(1.24)

L'LMTD è una media logaritmica della differenza di temperatura tra l'ingresso del fluido caldo e il fluido in uscita freddo da ciascuna estremità dello scambiatore. L'equazione 1.24 descrive LMTD per uno scambiatore in equicorrente, nel caso si voglia studiare il caso in controcorrente, basta invertire i valori di  $\Delta T_1$  e  $\Delta T_2$ .Per un dato scambiatore di calore con area e coefficiente di scambio termico costanti, maggiore è l'LMTD, maggiore è il calore trasferito. Il calcolo della potenza termica scambiata può essere quindi espressa nella forma:

$$Q = U A L M T D \tag{1.25}$$

Esistono due principali limitazioni nell'uso dell'LMTD: la prima è legata al fatto che il suo utilizzo nelle applicazioni pratiche è ristretto alla sola tipologia di scambiatore a singolo passaggio, per le configurazioni equi e controcorrente. Questa limitazione però può essere superata considerando un parametro aggiuntivo di cui si parlerà a breve. La seconda limitazione è riferita alla variazione del coefficiente di scambio termico U lungo la geometria dello scambiatore rispetto alla temperatura T; in figura 1.17 viene mostrata una situazione dove la variazione può non essere trascurabile.



Figura 1.17: Tipico caso di scambiatore di calore nel quale U varia molto

Una problematica riscontrabile molto spesso nel progetto di uno scambiatore è proprio la valutazione di U che varia lungo la posizione nello stesso. Questa complicazione si riscontra maggiormente negli scambiatori *a fascio tubiero* di tipo industriale, di dimensioni maggiori rispetto ad esempio a quelli più compatti come quelli  $a \ piastre$ ; in questi casi si considera un valore medio di U.

Per scambiatori di calore più complessi, come quelli che coinvolgono più tubi, diversi passaggi dal lato mantello o quelli *flusso incrociato*, la determinazione della differenza di temperatura effettiva media(LMTD) è più difficile del solito, come detto precedentemente. Nella pratica si va a modificare l'equazione 1.25 con l'aggiunta di un fattore di correzione F, ottenendo così:

$$Q = U A LMTD F \tag{1.26}$$

Il fattore F è una correzione del valore di LMTD che può variare da 0 a 1, in base alle condizioni di lavoro. Il *fattore di correzione* è definito da due parametri a sua volta:

- $P = \frac{T_{t-out} T_{t-in}}{T_{s-in} T_{t-in}}$ rappresenta l'influenza relativa della differenza di temperatura  $(T_sin T_tin)$  sulla temperatura del flusso passante nel tubo.
- $R = \frac{T_{s-in} T_s out}{T_{t-out} T_{t-in}}$  equivale al rapporto tra le capacità termiche di tubo e guscio.

Sotto vengono inseriti due grafici che definiscono il valore di F:



Figura 1.18: Fattore di correzione F per passaggio singolo lato mantello e singolo/multi passaggio lato tubi in uno scambiatore



**Figura 1.19:** Fattore di correzione F per passaggio singolo sia lato tubi che mantello, caso flusso incrociato

#### **1.2.3.4** Efficienza $\varepsilon$ e metodo $\varepsilon - NTU$

Se non si conosce più di una temperatura di ingresso o di uscita dello scambiatore di calore, il metodo LMTD trattato in precedenza è poco utile e richiede un approccio iterativo per tentativi. Questo tipo di problemi possono essere semplificati attraverso l'uso del metodo  $\varepsilon - NTU$ . Si definisce l'*Efficienza dello scambiatore*  $\varepsilon$  il termine:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{tot}} \tag{1.27}$$

Dove  $C_{min}$  è il minimo valore tra  $C_h$  e  $C_c$ . La  $Q_{max}$  è la potenza massima scambiabile, ed è quella realizzabile in uno scambiatore in cui il fluido di minore portata termica subisce il massimo salto termico possibile, senza violare il secondo principio della termodinamica. Questo si verifica quando esso esce dallo scambiatore ad una temperatura pari a quella di ingresso del secondo fluido.

$$Q_{max} = C_{min}(T_{hin} - T_{cin}) \tag{1.28}$$

Tale situazione sarebbe ottenibile con uno scambiatore che possiede una superficie di scambio infinita, dove il fluido freddo eguaglia la temperatura in ingresso del caldo, quando la  $C_h > C_c$ , mentre è il fluido caldo ad eguagliare quello freddo se  $C_h < C_c$ . Si ha quindi:

$$Q_{max} = C_c (T_{hin} - T_{cin}) \tag{1.29}$$

$$Q_{max} = C_h (T_{hin} - T_{cin}) \tag{1.30}$$

Le due equazioni possono essere riunite in un'unica relazione, se si conoscono l'efficienza e le temperature in ingresso, la potenza scambiata si calcola come:

$$Q = \varepsilon C_{min}(T_{hin} - T_{cin}) \tag{1.31}$$

L'efficienza, per determinati tipi di scambiatori è esprimibile in funzione di due parametri adimensionali:

$$\varepsilon = f(NTU, C) \tag{1.32}$$

Dove *NTU* è detto *Numero di Unità di Trasmissione del calore*, definito dalla relazione:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \tag{1.33}$$

Rappresenta il rapporto tra la capacità termica dello scambiatore, espressa in W/K, con la capacità termica del flusso di fluido. In quanto a C, è definito come il rapporto tra le *capacità termiche orarie*:

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} \tag{1.34}$$

Tramite l'utilizzo di appositi diagrammi come quelli in figura 1.20, si ricava il valore dell'efficienza in funzione dei suddetti parametri.



Figura 1.20: Efficienza di alcune tipologie di scambiatori

Dai grafici esposti, si deduce che se la temperatura di uno dei due fluidi risulta essere uniforme, il problema diventa molto più semplice. Questo è legato al fatto che se soltanto un fluido varia in temperatura, allora il tipo di configurazione risulta irrilevante, e tutto può essere ridotto alla semplice geometria di un fluido che passa attraverso un tubo. In questa configurazione il valore di  $C_{max}$  tenderà all'infinito, ottenendo che l'efficienza si può valutare come:

$$\lim_{C_{max} \to \infty} \varepsilon = 1 - e^{-NTU} \tag{1.35}$$

Il metodo viene usato sia per calcoli di progetto che di verifica, nel primo caso noto  $\varepsilon$ , si ricava il NTU, da cui poi si è in grado di ottenere la superficie di scambio. Mentre nel secondo, noto NTU, si ricava  $\varepsilon$ , da cui si determina la potenza scambiata.
## Capitolo 2

# L'impianto

In questo capitolo verrà descritto l'impianto di processo dedicato alla produzione del nero di carbonio, analizzandone le principali sezioni, le materie prime utilizzate e le condizioni operative fondamentali. L'obiettivo è fornire una panoramica chiara del funzionamento dell'impianto, evidenziando le tecnologie impiegate per garantire un processo efficiente e sostenibile. Dopo una panoramica generale sulla descrizione del nero di carbonio, verranno brevemente illustrati i diversi stadi del processo, tra cui la combustione controllata degli idrocarburi, la formazione delle particelle di carbonio, il sistema di raffreddamento e separazione, fino alla fase finale di raccolta.

## 2.1 Cos'è il Nero di Carbonio

Il Nero di Carbonio, chiamato anche "Carbon Black", è in pratica puro carbonio elementare in forma di particelle colloidali che sono prodotte da parziale combustione o decomposizione termica di idrocarburi gassosi o liquidi in condizioni controllate. Il suo aspetto può essere quello di polvere nera, pellet o di polvere finemente suddivisa. Il suo uso in pneumatici, gomma e materie plastiche è legato a diverse proprietà chimico-fisiche del materiale, tra le quali la superficie specifica, la dimensione delle particelle, la sua struttura, la conducibilità e il suo colore.



Figura 2.1: Diversi utilizzi del nero di carbonio in ambito industriale

La produzione mondiale nel 2012 è stata di circa 24 miliardi di libbre (ossia 11 milioni di tonnellate). Circa il 90 percento del nero di carbonio è utilizzato in applicazioni in gomma, il restante viene impiegato come ingrediente essenziale in centinaia di applicazioni diverse, come la plastica, i pigmenti e i rivestimenti.

#### 2.1.1 Morfologia

Il Nero di Carbonio è definibile come un materiale multistrato, composto principalmente da carbonio elementare, ottenuto dalla parziale combustione o decomposizione termica di idrocarburi ed esistente come aggregato aciniforme. La morfologia è composta da particelle primarie sferoidali che presentano uniformità dimensionale in un dato aggregato. Il nero di carbonio possiede una gerarchia di caratteristiche morfologiche: *particelle*(o "Noduli"), aggregati e agglomerati.



Figura 2.2: Sequenza dello sviluppo della struttura del nero di carbonio

La figura 2.2 mostra la sequenza di sviluppo della struttura. Il mattone fondamentale del nero di carbonio è la particella primaria. Le particelle primarie sono di natura "concettuale". In pratica una volta formatosi l'aggregato tramite catene di legami covalenti, la particella primaria non esiste più, non è più discreta e non ha confini fisici tra loro.

Successivamente alla loro formazione, i singoli aggregati si uniscono, tramite legami di *Van Der Waals*<sup>1</sup> per formare gli agglomerati; gli agglomerati non si scompongono in componenti più piccoli a meno che non vi sia un'adeguata forza applicata. Le particelle primarie e le dimensioni complessive dei composti che la susseguono sono proprietà distributive e variano a seconda del grado del nero di carbonio.

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup>I legami di Van der Waals sono forze intermolecolari deboli che agiscono tra molecole neutre e contribuiscono alla loro coesione. Queste forze sono molto più deboli rispetto ai legami covalenti o ionici, ma sono fondamentali in fenomeni come la condensazione dei gas e le interazioni tra macromolecole biologiche



Figura 2.3: Vista tramite microscopio delle particelle di carbon black

Come mostrato in figura 2.2 e più nel dettaglio nelle figure 2.3 e 2.4, la dimensione della particella primaria è nell'intervallo della nanoscala. Tuttavia, in genere le particelle primarie non esistono in isolamento nella polvere del nero di carbonio. Nel momento in cui le particelle primarie si sono legate insieme, la distribuzione delle dimensioni di queste ultime non è rilevante per le proprietà chimico-fisiche che assumerà il nero di carbonio. Come descritto sopra, le particelle primarie di forma sferoidale legano fortemente o si fondono insieme per formare entità distinte chiamate aggregati. Gli aggregati sono strutture molto robuste, in grado di resistere a determinate forze di taglio; sono le più piccole unità dispersibili, infatti per questo motivo è molto complesso compiere misurazioni dimensionali, per cui solitamente ci si avvale dei più moderni microscopi per il loro studio morfologico.



**Figura 2.4:** Immagine ottenuta tramite microscopia elettronica a trasmissione (TEM) delle fasi di creazione del nero del carbon black

## 2.2 Produzione

Due processi produttivi del nero di carbonio (*fornace nera* e *nero termico*) producono la quasi totalità del nero di carbonio mondiale; il processo di fornace nera risulta essere il più comune.

• Il processo di **fornace nera** utilizza oli aromatici pesanti come materia prima. Il forno di produzione utilizza ugelli nebulizzatori in un reattore chiuso per pirolizzare l'olio in condizioni attentamente controllate (principalmente temperatura e pressione)<sup>2</sup>. La materia prima viene introdotta in un flusso di gas caldo nella quale vaporizza e poi pirolizza per formare delle particelle di carbonio microscopiche. Nella maggior parte dei reattori a forno, la velocità di reazione è controllata dal vapore o spray d'acqua. Il nero di carbonio fluisce dal reattore attraverso degli scambiatori di calore e viene raffreddato e raccolto in filtri a maniche in un processo continuo. Il nero di carbonio in uscita può essere ulteriormente trattato per rimuoverne le impurità. Dopo i filtri a maniche, il nero di carbonio è pellettizzato, asciugato, confezionato e preparato per la spedizione. Il gas residuo o il gas di coda del reattore a forno comprende una varietà di gas come il monossido di carbonio e l'idrogeno. La maggior parte

 $<sup>^{2}</sup>$ Il processo di pirolisi è una tecnica di decomposizione termochimica in cui una sostanza organica viene riscaldata ad alte temperature (300-900°C) in assenza di ossigeno o con una quantità molto limitata. In queste condizioni, la materia non si ossida completamente ma si scompone in prodotti gassosi, liquidi e solidi. Essendo un processo che avviene senza ossigeno, la pirolisi riduce il rischio di combustione incontrollata ed è utilizzata per valorizzare rifiuti e biomasse in modo sostenibile



delle fornaci nere utilizza una parte di questo gas residuo per produrre calore, vapore o energia elettrica.

Figura 2.5: Tipico processo produttivo di Carbon Black a fornace nera

• Il processo produttivo denominato **nero termico** utilizza gas naturale, composto principalmente da metano come materia prima. L'impianto utilizza una coppia di forni che si alternano circa ogni cinque minuti tra il preriscaldamento e la produzione di nero di carbonio. Il gas naturale viene iniettato nel forno refrattario caldo e in assenza di aria, cosicchè il calore decomponga il gas naturale in nero di carbonio e idrogeno. Il flusso aeriforme contenente le particelle del materiale viene spento, come per il caso precedente, attraverso l'utilizzo di getti d'acqua e filtrato solitamente in una serie di filtri a maniche. Il nero di carbonio in uscita può essere poi ulteriormente trattato per rimuovere le impurità, pellettizzato, e poi confezionato per la spedizione. L'idrogeno in uscita viene bruciato per preriscaldare il secondo forno; il calore residuo può essere utilizzato per generare energia elettrica.



Figura 2.6: Processo produttivo di tipo nero termico

## 2.3 Salute e sicurezza

La sicurezza negli impianti di processo è un aspetto fondamentale per garantire il funzionamento affidabile delle operazioni, la protezione del personale e la salvaguardia dell'ambiente. In questa sezione verranno analizzati i principali rischi associati alla produzione di nero di carbonio, con particolare attenzione alla gestione delle sostanze infiammabili, al controllo delle emissioni e ai sistemi di protezione adottati. Saranno inoltre descritte le misure di prevenzione e le strategie di mitigazione dei rischi per garantire un impianto sicuro ed efficiente.

### 2.3.1 Pericolo di Esplosione

Secondo i vari test sperimentali e avvalendosi della normativa ATEX dell'Unione Europea che regola la sicurezza in ambienti con rischio di esplosione, il nero di carbonio è una polvere esplosiva con classe di rischio ST-1, "esplosione debole", come mostrato nella tabella 2.1. Tutte le polveri infiammabili sono combustibili; tuttavia, non tutte le polveri combustibili sono esplosive. Il nero di carbonio è sia un combustibile sia un esplosivo. Il nero di carbonio di tipo "fumante" può rilasciare monossido di carbonio(CO) che, combinato con il nero di carbonio, rischia di formare delle miscele esplosive a contatto con l'aria. A seconda della composizione della miscela ibrida (CO / nero di carbonio), i parametri di esplosività (ad esempio, il limite di infiammabilità inferiore) possono variare. La polvere di nero di carbonio può inoltre contribuire ad esplosioni di polvere "secondarie", ovvero le onde della prima esplosione creano una nube di polvere di nero di carbonio che viene poi accesa dall'esplosione primaria, generando un'ulteriore detonazione.

Composto	Classe di Rischio ATEX	LEL-UEL[g/m <sup>3</sup> ]		
Nero di Carbonio	$\operatorname{St1}$	50 - 1000		
Farina di Grano	$\operatorname{St1}$	30 - 300		
Polvere di Alluminio	$\operatorname{St3}$	40 - 4000		
Carbone Polverizzato	St1-St2	50 - 2000		
Zolfo Polverizzato	$\operatorname{St2}$	35 - 1400		
Polvere di Magnesio	St3	20 - 5000		

Tabella 2.1: Classi di rischio esplosione per diversi composti

Come viene riportato nella tabella 2.1, una differenza tra il Carbon Black e altre polveri infiammabili è l'elevata energia necessaria per l'accensione e conseguente formazione dell'esplosione. La polvere della maggior parte del nero di carbonio sospesa in aria in quantità sufficiente (circa > 50  $g/m^3$ ) ha un'energia minima di accensione ("MIE" o "LEL") superiore a > 1kJ secondo i test internazionali. Il MIE dipende principalmente dalla dimensione delle particelle e dal contenuto di umidità. Questi parametri possono variare quando il nero di carbonio è miscelato con altre sostanze, soprattutto se quest'ultimo viene miscelato con un combustibile o un composto infiammabile; pertanto, è raccomandato il test della miscela per determinarne i parametri di esplosività. <sup>3</sup>

#### 2.3.2 Pericolo d'incendio

Il nero di carbonio in polvere o in pellet è un combustibile caratterizzato da lenta combustione e alimenta la combustione che potrebbe non essere visibile con fiamme o fumo. In caso di incendio, spruzzi d'acqua e getti potrebbero provocare la propagazione dell'incendio poiché la polvere del nero di carbonio galleggia sull'acqua. L'iniezione d'acqua è consigliata quando questa è utilizzata come agente estinguente. Anche la schiuma è un agente estinguente accettabile.

Il gas di azoto o l'anidride carbonica  $(CO_2)$  possono essere anch'essi utilizzati come agenti estinguenti, soprattutto per il nero di carbonio di tipo "fumante", usati in silos o zone circoscritte. Il nero di carbonio incendiato (o sospettato di aver preso fuoco) dovrebbe essere osservato per almeno 48 ore per garantire che i fumi siano cessati del tutto.

 $<sup>^{3}</sup>$ Buone pratiche di ingegneria, buone pratiche di pulizia e sistemi di rimozione della polvere riducono al minimo le emissioni di nero di carbonio e il conseguente suo accumulo su superfici orizzontali e verticali

Agente Estinguente	Principio di Spegnimento	Concentrazione
Acqua	Raffreddamento	-
$CO_2$ (Anidride Carbonica)	Soffocamento e Raffreddamento	34-75
Schiuma	Separazione Combustibile/Ossigeno	-
Polveri ABC	Inibizione chimica	-
Halon 1301 (vietato)	Inibizione chimica	5
Gas Inerti (Argon, Azoto)	Riduzione ossigeno	34-52

Tabella 2.2: Principali agenti estinguenti e loro effetto

La Tabella 2.2 mostra i principali agenti estinguenti utilizzati in ambito industriale, in particolare:

- Le *polveri ABC* sono agenti estinguenti versatili utilizzati negli estintori a polvere, capaci di spegnere diversi tipi di incendio.
- L'Halon 1301 (nome chimico: bromotrifluorometano,  $CBrF_3$ ) è un agente estinguente a base di alogenuri utilizzato per spegnere incendi in ambienti critici come sale server, aerei e impianti industriali. Ad oggi è vietato il suo utilizzo<sup>4</sup>, ma è stato sostituito da agenti più moderni ed ecologici, come i gas inerti o il Novec 1230.

### 2.3.3 Pulizia e pratiche di lavoro sicuro

La pulizia generale e del prodotto finito è molto importante per il controllo delle esposizioni del nero di carbonio. La polvere di Carbon Black si diffonde facilmente in aria attraverso qualsiasi corrente d'aria o movimento. Inoltre, il nero di carbonio può macchiare le superfici esposte. Sono perciò raccomandate procedure di pulizia che evitano la produzione di polvere o la generazione di emissioni fuggitive nel processo. La polvere di nero di carbonio può penetrare, ad esempio, in scatole elettriche e altre apparecchiature, creando possibili rischi di natura elettrica con conseguenti guasti alle apparecchiature. I dispositivi che possono essere esposti alla polvere di nero di carbonio devono quindi essere ermeticamente chiusi, purgati con aria pulita, periodicamente ispezionati e puliti.

In generale, le **pratiche di lavoro sicuro** includono l'eliminazione di potenziali fonti di accensione in prossimità della polvere di nero di carbonio, una buona pulizia per evitare accumuli di polvere su tutte le superfici, la progettazione appropriata di sistemi di ventilazione e di manutenzione per controllare i livelli di polvere nell'aria al di sotto del limite di esposizione professionale applicabile, inoltre evitare di spazzare o di pulire con aria compressa ed evitare l'uso del nero di carbonio con materiali incompatibili (ad esempio clorati e nitrati).

 $<sup>^4\</sup>dot{\rm E}$ stato vietato dal Protocollo di Montréal del 1987 poichè ha un duplice effetto negativo, ossia il danneggiamento dello strato di Ozono e la sua tossicità a concentrazioni elevate, la quale può causare problemi respiratori

## 2.4 L'impianto RA3

Lo stabilimento per il quale è stato condotto questo studio di analisi progettuale è collocato nella zona marittima della città di Ravenna. La produzione del Carbon Black è costituita da 3 impianti, ognuno di essi funzionante in maniera autonoma. In questo elaborato si andrà a considerare solamente l'impianto numero 3, denominato RA3, in quanto lo scambiatore di calore oggetto di studio è situato in questa parte dello stabilimento.



Figura 2.7: Fase primaria di stoccaggio

La figura 2.7 mostra le fasi di transito e stoccaggio dell'olio grezzo, precedenti all'arrivo nell'impianto RA3. Il suo processo produttivo comincia dal mare, infatti viene trasportato da una nave petroliera fino al primo sito di stoccaggio, denominato zona *North*, in cui sono presenti tre serbatoi. Il sito di Ravenna utilizza un mix di prodotti per la realizzazione del Carbon Black, in particolare :

- "Coal Tar" o "Catrame di carbone" è un liquido denso, nero e viscoso ottenuto come sottoprodotto della distillazione del carbone fossile nei processi produttivi<sup>5</sup>.
- *ECR (Ethylene Cracker Residue)* è un olio pesante e viscoso, ricco di idrocarburi aromatici policiclici, contenente residui carboniosi elevati, che lo rendono ideale per la produzione di nero di carbonio<sup>6</sup>.

Dopo una fase di trattamento termico e chimico, l'olio viene inviato ai *Day Run*, ovvero serbatoi aventi lo scopo di stoccaggio, dai quali lo si preleverà per poi distribuirlo ai 3 impianti di lavorazione.

 $<sup>^5 \</sup>mathrm{Il}$ Coal Tar è composto da Miscele complesse di idrocarburi aromatici policiclici (PAH), contiene composti come benzene e toluene; fonte per la sintesi di prodotti chimici come coloranti e solventi

 $<sup>^{6}\</sup>mathrm{L'ECR}$ è un sottoprodotto della pirolisi dell'etilene, ottenuto nei processi di steam cracking degli idrocarburi per la produzione di olefine (come etilene e propilene)

L'olio aromatico viene alimentato dal serbatoio di stoccaggio *DR3* ad una temperatura di circa 60 °C, ad un gruppo di due pompe, di cui la principale *"Feedstock Pump"* genera una pressione di circa 50 barg, l'altra invece è chiamata *"Emergency Pump"*, viene utilizzata in caso di guasti alla pompa principale.

Lo scambiatore richiede sempre un flusso di olio quando il reattore è caldo, in caso contrario, qualsiasi residuo presente al suo interno può provocare *"thermal cracking"*<sup>7</sup>, con una successiva formazione di *"coking"*<sup>8</sup> all'interno delle tubature, causando ostruzioni non accettabili. L'olio agisce per mantenere lo scambiatore ad una temperatura più fredda quando esposto alle temperature elevate del gas proveniente dal collettore di fumo. Questo è il motivo per il quale, in caso di interruzione di corrente, l'ILC deve essere protetto da un flusso di olio.

La pressione di 50 barg esercitata dalla FSK Pump fa giungere l'olio ad un preriscaldatore *Petrochem*, nel quale la materia prima viene riscaldata fino a 220 °C. Il Petrochem brucia il gas di coda per generare un innalzamento di calore essenziale per il corretto svolgimento del processo. L'olio aromatico a 220 °C viene quindi convogliato nell'area del reattore dove una piccola quantità viene restituita al serbatoio DR3 per mantenere calde le linee di ritorno.

Nel gruppo bruciatore-reattore-postriscaldatore avviene l'effettiva formazione del nero di carbonio. Nel bruciatore si ha la combustione mista di Gas Naturale(NG), aria calda, olio aromatico surriscaldato e un composto chimico. Il nero di carbonio grezzo formatosi dal post-reattore, viene fatto passare attraverso un secondo riscaldatore(*LPA Preheater*) che ne innalza la temperatura fino a 650 °C; in seguito viene trascinato in un flusso di gas caldi mixati, chiamato "fumo".

Il fumo passa poi attraverso l'ILC ad alta temperatura che ha in ingresso quest'ultimo, il quale viene prima raffreddato tramite l'utilizzo di acqua demineralizzata e aria ad alta pressione insufflate, e poi mixato con l'olio aromatico proveniente dal Petrochem.

Lo scambiatore di calore è montato verticalmente. I fumi caldi escono dalla parte superiore a temperature di poco inferiori ai 550°C. L'olio viene evacuato dalla parte inferiore dell'ILC ad una temperatura di 375°C, e successivamente raccolto per essere inviato in parte al bruciatore, e in parte al serbatoio DR3 attraverso un condotto di ritorno. Per ottenere temperature controllate dell'olio di rientro, è installato un ventilatore(*Fin-Fan Cooler*).

Una volta che il *Tail Gas* è passato attraverso il gruppo filtri posizionato dopo lo scambiatore, viene convogliato verso il basso, fino al livello del suolo, dove passa attraverso al cosiddetto "*Quench Venturi*". E' un dispositivo utilizzato negli impianti industriali per raffreddare rapidamente gas ad alta temperatura attraverso l'iniezione di un fluido di raffreddamento, tipicamente acqua o olio. Nello specifico, il gas caldo

<sup>&</sup>lt;sup>7</sup>Il thermal cracking è un processo chimico utilizzato nell'industria petrolchimica per scomporre molecole complesse di idrocarburi in frazioni più leggere e più utili, come benzina e gas combustibili

<sup>&</sup>lt;sup>8</sup>Sottoprodotto del processo di thermal cracking nel quale si ha la formazione di "coke di petrolio", elemento particellare solido di scarto inquinante

entra nell'apparato tubolare dall'alto e viene raffreddato da acqua industriale, che viene dispersa in gocce finissime a causa dell'elevato effetto di taglio del flusso di gas.<sup>9</sup> Il dispositivo è progettato per controllare la temperatura di uscita a 240 °C; se la temperatura è troppo alta (>260 °C), si verificheranno danni ai sacchi del filtro dell'unità principale.



Figura 2.8: Quench Venturi per il Nero di Carbonio

Dopo la fase di filtraggio, il particolato viene raccolto attraverso sistemi di separazione e filtrazione, come *Cicloni* e *Filtri a Maniche*, che permettono di isolare il carbon black dai gas di scarico. A seconda delle esigenze industriali, il prodotto può subire ulteriori trattamenti, tra cui la pellettizzazione, che migliora la gestibilità e il trasporto, o specifici trattamenti chimici per modificarne le proprietà superficiali. Il carbon black ottenuto viene infine confezionato e distribuito.

 $<sup>^{9}</sup>$ Le gole di Venturi sono costituite da cilindri installati trasversalmente e da un cilindro di spostamento regolabile, la cui forma aumenta la velocità del flusso e garantisce un'efficace miscelazione tra gas e liquido

## Capitolo 3

# In Line Coil Heat Exchanger

L'azienda presa in esame ha sperimentato diverse tecnologie per preriscaldare l'olio grezzo di processo fino a una temperatura ottimale, in modo tale da essere poi inviato al bruciatore per la fase di combustione. Maggiore è la temperatura del "feedstock oil", migliore è il rendimento termico ottenibile dalla combustione e di conseguenza minore è l'utilizzo della materia prima (RMC o "Raw Material Cost"). Inoltre va sottolineato che questa soluzione progettuale comporterebbe una significativa riduzione della  $CO_2$  emessa, quindi un minore impatto ambientale dell'impianto.

Recentemente l'azienda ha deciso di investire in una scelta tecnologica più efficiente per il preriscaldamento dell'olio, in modo da ottenere i risultati sopracitati. L'utilizzo dello scambiatore di tipo *In-Line Coil* rappresenta la soluzione ottimale per innalzare la temperatura dell'olio fino a 375 °C, sfruttando il recupero di energia dal collettore in cui transita il mix di fumi caldi e Carbon Black.

Nel corso di questo terzo capitolo si andrà pertanto a descrivere l'idea tecnologica delineata dall'azienda per la progettazione dello scambiatore di calore. Successivamente si prenderà in considerazione il lavoro compiuto dall'ingegnere Jean E. Lalanne, avente il compito di verificare la fattibilità del progetto, analizzando più nel dettaglio gli aspetti termici e fluidodinamici che caratterizzano lo scambiatore, con l'aggiunta di altre possibili soluzioni costruttive.

## 3.1 Obiettivo di progetto dell'AC

Il preriscaldamento dell'olio aromatico nello scambiatore fino a 375 °C consente, come è stato precedentemente detto, sia un risparmio sui costi della materia prima sia una riduzione delle emissioni. Si vuole quindi installare, a valle del secondo preriscaldatore(LPA Preheater), lo scambiatore termico per riscaldare ulteriormente l'olio fino alla temperatura prefissata. Oltre a ciò, il progetto prevede l'installazione di nuove apparecchiature ad esso associate per consentirne il funzionamento in modo sicuro e affidabile.

#### 3.1.1 Installazione

L'*In-Line Coil Heat Exchanger* verrà installato in posizione verticale, a valle del preriscaldatore dell'aria dove il flusso torna a terra, come si può osservare dalle figure 3.1 e ??.



Figura 3.1: Rappresentazione tramite modello 3D dello scambiatore(in blu)

A monte dello scambiatore, poco prima dell'entrata dei fumi, verrà utilizzato un *Ugello Iniettore (o "Injection Nozzle")* che genera uno spray di tempra bi-fluido di acqua demineralizzata e aria compressa. Il loro utilizzo garantisce che non si accumuli calcare sulla tubazione a serpentina, causato dall'evaporazione dell'acqua, riducendo al minimo il rischio di attacco del cloruro da parte degli ioni cloro liberi nelle gocce d'acqua. Lo spray "di tempra" è inoltre l'input chiave per controllare la temperatura di uscita dell'olio e tale da ridurne al minimo il suo ricircolo. Nel caso di anomalie o malfunzionamenti dell'impianto, l'olio caldo verrà restituito al serbatoio che lo contiene. L'acqua demineralizzata sarà proveniente da un serbatoio già predisposto al suo stoccaggio e, mediante l'installazione di due nuove pompe, raggiungerà l'ILC.



Figura 3.2: Posizione dell'injection nozzle lungo il condotto dello scambiatore

L'olio, una volta introdotto nel reattore, sarà iniettato nello stinger e nell'anello come avviene attualmente negli altri due reattori degli impianti RA1 e RA2. Tutte le tubazioni, gli strumenti e le valvole associate al FSK oil dovranno risultare idonee ai nuovi valori di pressione e temperatura di esercizio.

#### 3.1.2 Requisiti di progettazione

Nella tabella 3.1 sono indicati, in termini di frazione molare, i principali elementi che costituiscono il mix di fumi caldi (*Smoke*) che escono dal LPA Preheater per entrare nello scambiatore ad una temperatura di circa  $650^{\circ}$ C: <sup>1</sup>.

Parametro	Unità	Valore
$H_2$	mole $\%$	15 - 18
$H_2O$	mole $\%$	18 - 22
CO	mole $\%$	8 - 10
$\rm CO_2$	mole $\%$	0, 5 - 1, 5
$N_2$	mole $\%$	28 - 32
AR	mole $\%$	0, 2 - 0, 7
$H_2S$	mole $\%$	0
HS	mole $\%$	0
$S_2$	mole $\%$	0
COS	mole $\%$	0
Н	mole $\%$	0
НО	mole $\%$	0
CalcCB	mole $\%$	18 - 22

Tabella 3.1: Composizione del Tail Gas

 $^1\mathrm{I}$ valori della tabella sono stati ricavati attraverso analisi chimiche condotte dall'azienda

Il termine "*CalcCB*" nella tabella 3.1 si riferisce al *Carbon Black calcinato*, ovvero una forma di nero di carbonio che è stata sottoposta a trattamento termico ad alte temperature per rimuovere umidità, composti volatili e altri residui. Nella produzione del nero di carbonio, il calcinato è una frazione solida che rimane dopo la combustione parziale degli idrocarburi, e il valore in mole rappresenta la quantità relativa di questa fase nel gas di processo.

#### 3.1.3 Equazioni dell'AC

Le formule analitiche nel dimensionamento preliminare per il calcolo del numero di Nusselt riferito all'olio di alimentazione e ai fumi caldi sono di seguito riportate:

• FSK Oil:

$$Nu = 0,023 \ Re^{0.8} \ Pr^{0.33} \tag{3.1}$$

• Tail Gas :

$$Nu = C Re^{0.8} Pr^{0.33} aga{3.2}$$

Dove:

 C: parametro ricavato sperimentalmente attraverso studi interni all'azienda.

#### 3.1.4 Materiali

Nella tabella 3.2 sotto riportata si definiscono i due materiali utilizzati per la costruzione della parte *Coil (SS904L)* e della parte dello *Shell (AISI 316L)*, con annessi alcuni parametri che li definiscono:

Proprietà	SS904L	AISI 316L
Composizione chimica (%Cr - %Ni - %Mo)	19-23 / 23-28 / 4-5	16-18 / 10-14 / 2-3
Densità $(g/cm^3)$	$7,\!95$	8,00
Resistenza alla corrosione	Eccellente	Buona
Resistenza meccanica (MPa)	490-690	485-620
Allungamento a rottura (%)	35	40
Temperatura massima di esercizio (°C)	450	425

Tabella 3.2: Confronto tra SS904L e AISI 316L

• L'acciaio SS904L è un acciaio inox super austenitico, caratterizzato da un'elevata resistenza alla corrosione, specialmente in ambienti aggressivi contenenti acidi forti, come l'acido solforico. Ha un alto contenuto di nichel che migliora la resistenza alla *pitting corrosion*<sup>2</sup> e alla corrosione da *tensocorrosione*<sup>3</sup>. Viene spesso utilizzato in impianti chimici, scambiatori di calore, industria marina e farmaceutica, dove è richiesta una resistenza superiore rispetto agli acciai inox convenzionali.

 L'acciaio AISI 316L è una variante a basso tenore di carbonio dell'acciaio inox AISI 316. Contiene molibdeno, che migliora la resistenza alla corrosione in ambienti acidi. Il basso contenuto di carbonio lo rende più resistente alla sensibilizzazione e quindi alla corrosione dopo la saldatura. È ampiamente utilizzato in impianti alimentari, farmaceutici, biomedici e serbatoi di stoccaggio, grazie alla sua eccellente resistenza alla corrosione e alla biocompatibilità.

#### 3.1.5 Sporcamento

Questa sezione affronta specificamente il problema dello sporcamento all'interno dell'ILC, andando a considerare possibili soluzioni tecniche per il suo debellamento. Questo è dovuto al fatto che, come già spiegato in precedenza, la presenza di fouling provoca una perdita di trasferimento di calore, causando così una riduzione dell'efficienza termica. L'ispezione degli scambiatori presenti negli impianti RA1 e RA2 ha evidenziato un indicativo accumulo sul lato FSK di residui neri che devono essere rimossi tramite pulizia manuale. Sono state proposte diverse misure di controllo per l'ILC:

- Segregazione di ECR : L'ECR è noto per causare fouling nelle serpentine in linea a temperature intorno ai 200°C. Il progetto prevede la separazione dell'ECR nei parchi serbatoi Nord e Sud, in modo che l'unità RA3 possa essere alimentata con un flusso non contaminato.
- One Pass FSK Oil : Progetto legato al condotto del Feedstock Oil con solamente un passaggio. In questo modo il flusso di olio necessario al reattore passa solo attraverso lo scambiatore, uscente a 375 °C, migliorando lo scambio termico e riducendo la formazione di sporcamento alle pareti.
- **Pre Coil Quench**: Tempra dei fumi caldi prima dello scambiatore tramite spray bi-fluido.

 $<sup>^{2}</sup>$ La pitting corrosion, o corrosione a vaiolatura, è un tipo di corrosione localizzata che forma piccoli fori o cavità sulla superficie del materiale, spesso senza evidenti segni di degrado sulla restante parte

 $<sup>^{3}</sup>$ La tensocorrosione, o *Stress Corrosion Cracking (SCC)*, è una forma di corrosione che provoca la formazione di cricche nei materiali metallici sottoposti a uno sforzo meccanico combinato con un ambiente corrosivo.

## 3.2 Progetto ILC

Nella presente sezione si va ad analizzare il lavoro compiuto dall'ingegnere Lalanne per la realizzazione dell'ILC, ricercando i valori reali di temperatura e pressione corrispondenti a quelli ideali definiti dall'azienda committente durante la prima fase di progettazione tecnica. Il lavoro svolto dall'ingegnere consta di un'iniziale analisi numerica, nel quale si vanno a definire i parametri sia tecnici sia quelli più prettamente fisici, legati alle leggi termofluidodinamiche che ne descrivono il processo. Successivamente a questa analisi, viene eseguito un confronto tramite l'utilizzo del software CFD *SimScale*, da cui si possono trarre considerazioni e risposte, da mettere in relazione con quelle fatte in precedenza.

Il primo calcolo ha come obiettivo lo studio dell'ILC originale ideato dall'azienda, ossia uno scambiatore di calore avente un numero di tubi pari a 74 e una superficie di scambio di 30  $m^2$ .

#### 3.2.1 ILC N°1

Parametri	Unità di Misura	Valore Numerico
Superficie Coil	$[m^2]$	30
portata TG IN	[Kg/h]	30850
Temperatura TG IN	$[^{\circ}C]$	600
Pressione TG IN	[barg]	1,5
Portata FSK IN	[Kg/h]	7500
Temperatura FSK IN	$[^{\circ}C]$	220
Temperatura FSK OUT	$[^{\circ}C]$	375(atteso)
Pressione FSK IN	[barg]	42
Fouling		No Fouling. condizioni pulite

Nella tabella 3.3 sono riportati i valori di progetto dello scambiatore:

Tabella 3.3: Parametri descrittivi dello scenario n°1

Si nota che la temperatura di entrata del Tail Gas, contenente il Carbon Black, è pari a circa 600°C poiché, come già trattato nei paragrafi precedenti, è presente lo spray bi-fluido di acqua distillata e aria compressa, che ne abbassa la temperatura in uscita dal secondo preriscaldatore di 50°C. Vengono riportati nella tabella 3.4 i parametri fisici principali che descrivono il gas di fumi caldi, necessari per la successiva analisi numerica:

Temp.	Visco	osità	Densità	Cond. Termica	Calore specifico
(°C)	$\mu (Pa \cdot s)$	$ u \ ({ m m}^2/{ m s}) $	$\left(\mathrm{kg}/\mathrm{m}^3\right)$	(W/mK)	(J/kgK)
450	$2,\!65\text{E-}05$	8,10E-05	0,327	0,118	2084
500	2,78E-05	$9,\!11E-05$	0,305	$0,\!126$	2130
550	2,93E-05	1,02E-04	$0,\!286$	$0,\!134$	2181
600	3,06E-05	$1,\!13E-04$	$0,\!270$	$0,\!142$	2226
650	$3,\!19E-05$	1,25E-04	$0,\!256$	$0,\!150$	2270
700	3,32E-05	$1,\!37E-04$	$0,\!242$	$0,\!158$	2310

Tabella 3.4: Proprietà termofisiche del Tail Gas

Nella tabella 3.5 invece sono indicati gli stessi parametri, ma riferiti al FSK Oil:

Temp.	Visco	osità	Densità	Cond. Termica	Calore specifico
$(^{\circ}C)$	$\mu (Pa \cdot s)$	$ u (m^2/s) $	$(\mathrm{kg}/\mathrm{m}^3)$	(W/mK)	(J/kgK)
50	3,87E-01	3,61E-04	1071	$0,\!113$	1524
100	1,90E-02	$1,\!83E-05$	1037	$0,\!11$	1683
150	4,00E-03	3,98E-06	1004	$0,\!106$	1843
200	2,00E-03	2,06E-06	972	$0,\!103$	2003
250	$1,\!00E-03$	1,06E-06	942	0,099	2162
300	6,00E-04	$6,\!58E-07$	912	0,096	2322
350	$4,\!00E-04$	$4,\!53E-07$	883	0,092	2482
400	3,00E-04	$3,\!51E-07$	855	$0,\!089$	2641

Tabella 3.5: Proprietà termofisiche del FSK Oil

Come detto ad inizio sezione, la simulazione al CFD viene fatta confrontando i risultati principali con i calcoli preliminari, compiuti attenendosi alle formule teoriche che descrivono i valori utili di progetto di uno scambiatore. Di seguito è mostrata la disposizione geometrica del tubo a serpentina dentro il quale circola il Feedstock Oil:

#### IN LINE COIL (ILC) THERMAL CALCULATION SPREADSHEET



Figura 3.3: Schema grafico raffigurante la disposizione dei tubi

Essendo già stata ampiamente analizzata dall'ingegnere e non essendo la parte principale del presente studio, per questa prima configurazione dello scambiatore non si entrerà nello specifico dei calcoli, ma verranno solamente analizzati i risultati numerici ottenuti.

BOUNDARY CONDITIONS				CALCULATION RESULTS		
TAIL GAS SIDE				TAIL GAS SIDE		
INLET MASS FLOW RATE INLET TEMPERATURE INLET PRESSURE INLET DENSITY MEAN TEMPERATURE FOR CALCS FOULING FACTOR	[kg/h] [°C] [bara] [kg/m3] [°C] [m2K/W]	30850 600 1,5 0,39 575 0		INLET MASS FLOW RATE INLET TEMPERATURE INLET PRESSURE INLET DENSITY OUTLET TEMPERATURE OUTLET TEMPERATURE	[kg/h] [°C] [bara] [kg/m3] [°C] [kg/m3]	30850 600 1,5 0,39 550,1 0,41
<u>FSK SIDE</u>				<u>FSK SIDE</u>		
INLET MASS FLOW RATE INLET TEMPERATURE INLET PRESSURE INLET DENSITY FOULING FACTOR <u>PIPES</u>	[kg/h] [°C] [bara] [kg/m3] [m2K/W]	7500 220 50 960 0		INLET MASS FLOW RATE INLET TEMPERATURE INLET PRESSURE INLET DENSITY OUTLET TEMPERATURE INLET DENSITY OUTLET PRESSURE	[kg/h] [°C] [bara] [kg/m3] [°C] [kg/m3] [bara]	7500 220 50 960 413 848 43,0
TOTAL NUMBER OF PIPES PIPE NOMINAL DIAMETER PIPE NOMINAL THICKNESS PIPE OUTSIDE DIAMETER PIPE INSIDE DIAMETER CROSS SECTION AREA MEAN THERMAL CONDUCTIVITY SHELL	[-] [mm] [mm] [mm] [mm2] [W/mK]	74 1 1/4" 4,85 42,2 32,5 829 20	sch. 80 @ T = 300*C	OVERALL TOTAL HEAT EXCHANGED (CLEAN COND.) TOTAL PRESSURE DROP FSK SIDE NOMINAL OUTLET TEMP. FOR FSK NOMINAL THERMAL DUTY OVERDESIGN ON NOMINAL DUTY	[kW] [bar] [°C] [kW] [%]	952 7.0 375 781 22.0
SHELL INSIDE DIAMETER CROSS SECTION AREA (GROSS) CROSS SECTION AREA (NET) HYDRAULIC DIAMETER	[mm] [mm2] [mm2] [mm]	1000 785000 681551 211	D = (4 × A) / p			

Figura 3.4: Risultati numerici ottenuti

Come si può notare dall'immagine 3.4, sono rappresentate due diverse sezioni: la parte delle *Boundary Conditions*, ovvero le condizioni al contorno del progetto, e i *Calculation Results*; ognuna è a sua volta suddivisa nella parte del Feedstock Oil e in quella del Tail Gas. Soffermandosi sulla prima sezione, sono presenti, oltre ai valori fisici di input quali temperatura, pressione, densità, etc. anche i parametri geometrici rispettivamente del fascio tubiero e dello Smoke Header; si sottolinea che il fouling factor è stato posto pari a zero, come da indicazioni dell'azienda.

Passando ora alla parte degli esiti analitici ottenuti tramite l'utilizzo dell'applicativo Excel, si nota una discrepanza non trascurabile nei valori di temperatura e potenza termica sviluppati dall'ILC. Infatti, la temperatura dell'olio aromatico in uscita risulta essere pari a 413°C, valore che eccede quello di target definito dall'azienda, ovvero 375°C; inoltre il calore scambiato è 952 KW, per il quale si ottiene un sovradimensionamento del 22% rispetto a quello di design. Nonostante i risultati non ottimali, il prossimo passaggio è il confronto con i valori ottenibili dall'analisi termofluidodinamica completa dello scambiatore, e per questo si utilizza il software SimScale.

#### 3.2.1.1 Simulazioni dell'ILC tipo 1

Le analisi sono state effettuate su una porzione del volume di controllo dei fumi; la scelta del volume di controllo è stata effettuata in modo da tenere conto delle perdite di carico locali e della distribuzione del flusso ai gomiti. Il volume dell'olio e la relativa parete in acciaio della serpentina sono stati interamente modellati, dall'ingresso fino all'ugello di uscita; nel modello è stata inclusa anche la parete in acciaio del condotto dei fumi. Le immagini seguenti mostrano la geometria considerata nel modello di calcolo:



Figura 3.5: Rappresentazione del condotto che conduce all'ILC



Figura 3.6: Rappresentazione del fascio tubiero composta da 74 tubi



Figura 3.7: Vista frontale del fascio tubiero



Figura 3.8: Vista dall'alto del fascio tubiero



Figura 3.9

Dopo una precisa impostazione delle condizioni al contorno da inserire nel programma per un corretto processo simulativo di tipo termico e fluidodinamico, si riportano nelle immagini sottostanti i risultati ottenuti.<sup>4</sup>



Figura 3.10: Tratto superiore del condotto fumi e scambiatore

 $<sup>^4 \</sup>rm Non$  sono state messe immagini sull'impostazione delle condizioni al contorno durante la simulazione per non rendere eccessivamente troppo lunga questa sezione, di cui ci interessano solamente i risultati



Figura 3.11: Sezione verticale ILC



Figura 3.12: Sezione ILC che evidenzia la temperatura dell'olio nel fascio tubiero



Figura 3.13: Sezione nella zona dell'ingresso ILC



Figura 3.14: Sezione nella zona media dell'ILC



Figura 3.15: Sezione presso la zona d'uscita fumi dall'ILC

Da questa serie di immagini raffiguranti sezioni successive del condotto, ovvero partendo dalla zona più alta dello scambiatore (figura 3.12, fino al tratto d'uscita(figura 3.15, si mette in luce una distribuzione termica dei fumi non uniforme su tutta la sezione. Nelle zone dove non sono presenti tubi, il flusso di fumi caldi non incide sullo scambio termico con l'olio, proprio perché non incontra alcun tratto di tubo. Questa problematica definita come *effetto blow-by* sarà il tema centrale della trattazione nel prossimo capitolo, dove si cercherà di misurarlo e di valutarne l'impatto negativo rispetto al processo di scambio termico ottimale.



Figura 3.16: Tratto di Uscita FSK Oil

L'analisi termica dello scambiatore evidenzia, come mostrato nella figura 3.16, valori di temperatura di uscita olio differenti sia rispetto a quelli calcolati analiticamente sia rispetto a quelli definiti dall'azienda; in particolare si riscontra una temperatura media di uscita pari a 347,1°C, di conseguenza inferiore rispetto ai 375°C attesi.



Figura 3.17: Sezione di Uscita Fumi

Per quanto riguarda invece la temperatura di uscita dei fumi caldi, i valori ottenuti dalla simulazione sono conformi con quelli delineati dall'AC; nello specifico si registra una temperatura media di 532°C. Di seguito si riporta la tabella riassuntiva 3.6 con i risultati ottenuti dalla simulazione:

Parametro	Risultato
Overdesign dell'ILC in condizioni "pulite"	-19 %
Potenza termica scambiata	$598 \ \mathrm{kW}$
Perdite di carico tratto FSK	$7,\!05$ bar
Perdite di carico tratto Tail Gas	$5 \mathrm{~mbar}$
Temperatura FSK in	$220~^{\circ}\mathrm{C}$
Temperatura FSK out	347 °C
Velocità massima Olio	$2,8 \mathrm{~m/s}$
Velocità massima fumi	$44 \mathrm{m/s}$
Temperatura massima fascio tubiero	$485~^{\circ}\mathrm{C}$
Temperatura massima condotto esterno	552 °C

**Tabella 3.6:** Tabella dei risultati progetto ILC 30  $m^2$  e 74 tubi

Si può quindi concludere che i risultati ottenuti sottolineano delle incongruenze non trascurabili rispetto alle condizioni tecniche di progetto, in particolare si nota un sottodimensionamento dello scambiatore pari al 19%, di conseguenza una potenza termica ottenibile inferiore rispetto ai valori desiderati. Inoltre la temperatura in uscita del Feedstock Oil (nonchè il flusso termico generato dallo scambiatore), pur non raggiungendo ancora il valore target imposto dall'azienda pari a 375°C, è comunque inferiore a quella ottenuta dai calcoli teorici. Queste discrepanze numeriche hanno condotto ad una modifica della struttura dello scambiatore, passando da un'area di scambio utile di 30  $m^2$  ad una di 40  $m^2$ , oltre ciò si è deciso di aumentare il numero di tubi che compongono la serpentina a 90.

#### 3.2.2 ILC N°2

Dai precedenti tentativi progettuali degli scambiatori, si è notata un'incompatibilità numerica non secondaria, della quale però non ci si deve nemmeno stupire, poiché si stanno mettendo a paragone risultati ottenuti tramite formule teoriche con quelli generati da un software CFD. Non è però un aspetto da sottovalutare, difatti l'analisi comparativa ha messo in luce considerazioni particolarmente importanti per il caso di studio, in particolare l'effetto di *Blow by* che avviene all'interno dello Smoke Header.

#### 3.2.2.1 Blow by Effect

Questo fenomeno, identificabile anche come By-pass, è notevolmente diffuso in diversi campi dell'ingegneria. Esso avviene quando un flusso fluido in regime forzato contenuto all'interno di un condotto, deve attraversare un elemento solido posizionato in direzione coerente con quella del fluido stesso; la porzione di fluido non influenzata dall'interposizione dell'elemento solido non avrà un cambiamento di flusso e passerà indisturbato. L'esempio più comune dell'effetto di blow-by è quello che avviene durante la fase di compressione del cilindro in un motore, nel quale una porzione di liquido, per effetto delle alte pressioni, "trafila" a lato del cilindro, tornando nella zona inferiore del blocco cilindri. È chiaro che in questo caso di studio non si ha lo stesso fenomeno, tuttavia se si fa riferimento al solo concetto di base, si può raggiungere una similitudine. Difatti in entrambi i casi, non tutto il fluido compie lo stesso "lavoro", ma ci sono delle piccole porzioni di quest'ultimo che non partecipano al processo: nel caso dei cilindri del motore il fluido che trafila durante la fase di compressione non partecipa, quindi una parte dell'energia non viene convertita in calore, portando a un minore rendimento. Il caso è analogo per lo scambiatore, infatti dalle simulazioni si evince che il flusso di gas (con all'interno il Nero di Carbonio) passante per lo Smoke Header che incide contro la serpentina nella quale scorre l'olio, non è totalmente utilizzato per il processo di scambio termico; è chiaro come più il valore sia alto, peggiori siano le condizioni energetiche di scambio termico.



Figura 3.18: Andamento delle linee di corrente del flusso di fumi che incide contro la serpentina



Figura 3.19: Zone ad alto valore di velocità lungo la sezione del condotto fumi

Come viene mostrato dalle immagini 3.18 e 3.19, si conclude che all'interno dello Smoke Header si ha un flusso preferenziale tra i tubi. Le aree a maggiore velocità si concentrano in determinati passaggi, suggerendo che il fluido sta evitando alcune zone dello scambiatore e trovando vie preferenziali a bassa resistenza. Questo effetto riduce il tempo di contatto tra i fumi e le superfici di scambio termico, abbassando così l'efficienza del trasferimento di calore.

#### 3.2.2.2 La geometria e le Boundary Conditions

Conclusa questa parte introduttiva e avendo riconosciuto l'importanza del tenere in considerazione il valore dell'effetto blow-by, è necessario capire come lo si può ottenere, non essendo un parametro di progetto intrinseco dell'analisi. Dai precedenti tentativi di dimensionamento dello scambiatore, uniti all'analisi fluidodinamica, si è giunti a un possibile metodo per ottenere questo parametro; il fulcro dell'indagine si basa quindi sull'influenza dell'effetto blow-by sulla portata in massa, in particolare sulla velocità del gas passante nel condotto.

Tenuto conto delle premesse sopra riportate, questo progetto prende in considerazione uno scambiatore che vada a diminuire l'effetto di by-pass del gas, cercando allo stesso tempo di mantenere la stessa geometria ideata dall'azienda; questo cambiamento verte sull'aumento della superficie di scambio (da 30  $m^2$  a 40  $m^2$ ) e sul numero di tubi della serpentina dell'olio (da 74 a 90). Procedendo in questa maniera, la superficie

scambiante aumenterà e saranno presenti meno vuoti all'interno dello Smoke Header, di conseguenza l'effetto di blow-by sarà minore. In figura 3.20 è riportato il disegno semplificato:



## IN LINE COIL (ILC) THERMAL CALCULATION SPREADSHEET

Figura 3.20: Schema progettuale del nuovo scambiatore

Come si può vedere più chiaramente dall'immagine, lo spazio di passaggio del gas è stato ridotto, con l'aggiunta di un maggior numero di tubi. Oltre alla nuova disposizione geometrica dei tubi, si deve andare a vedere se le condizioni al contorno che definiscono il problema siano cambiate, perciò nella figura 3.21 sono riportati i valori di progetto utilizzati:

#### **BOUNDARY CONDITIONS**

[kg/h]	30850	
[°C]	600	
[-]	1,00	no "blow-by effect"
[bara]	1,05	
[kg/m3]	0,27	
[°C]	575	
[m2K/W]	0	
[kg/h]	7500	
[°C]	220	
[bara]	50	
[kg/m3]	960	
[m2K/W]	0	
[-]	90	
[1]	1 1/4"	
[mm]	4,85	sch. 80
[mm]	42,2	
[mm]	32,5	
[mm2]	829	
[W/mK]	20	@ T = 300°C
[mm]	1000	
[mm2]	785000	
[mm2]	659184	
[mm]	175	D = (4 x A) / p
	[kg/h] [PC] [bara] [kg/m3] [PC] [m2K/W] [kg/h] [PC] [bara] [kg/m3] [m2K/W] [m3] [m2K/W] [mm] [mm] [mm] [mm2] [W/mK] [mm2] [mm2] [mm2] [mm2] [mm2]	[kg/h]         30850           [°C]         600           [-]         1,05           [kg/m3]         0,27           [°C]         575           [m2K/W]         0           [kg/h]         7500           [°C]         220           [bara]         50           [kg/m3]         960           [m2K/W]         0           [-]         90           [-]         11/4"           [mm]         4,85           [mm]         42,2           [mm]         32,5           [Mm2]         829           [W/mk]         20           [mm2]         785000           [mm2]         659184           [mm]         175

Figura 3.21: Valori iniziali descrittivi dello scambiatore

Come nei casi precedentemente discussi, il fouling factor è posto uguale a zero per volere dell'azienda, inoltre è presente il fattore di blow-by, che in questa prima simulazione numerica è posto uguale ad 1, quindi nell'analisi non verrà considerato. Altri parametri influenzati dalla maggiorazione del numero di tubi, sono chiaramente quelli legati alle dimensioni dello Shell, più nello specifico la superficie interna netta ed il diametro idraulico, che tornerà utile per il calcolo delle perdite di carico; si sottolinea il valore del diametro interno (e quindi anche esterno) dello Shell, che rimane invariato poiché, come spiegato nella sezione delle condizioni di progetto dell'ILC, lo scopo del lavoro è trovare la soluzione ottimale dal punto di vista fisico, mantenendo la geometria nei limiti tecnici definiti dall'azienda.

#### 3.2.2.3 Valutazione Calcoli NO Blow-By

Di seguito si andranno a considerare i parametri principali utilizzati per il dimensionamento dello scambiatore, con i relativi calcoli annessi. Si anticipa che si prenderanno d'esempio solamente gli ultimi tubi della serpentina per non andare ad appesantire eccessivamente la trattazione con una moltitudine di cifre.

La prima porzione di tabella descrive i termini geometrici più significativi per l'analisi dell'ILC:

Lunghezza tratto tubi (avg.)	[mm]	3225	3225	3225	3225	3225
Lunghezza Gomiti Addizionale	[mm]	150	150	150	150	150
Lunghezza totale Tubi	[mm]	3375	3375	3375	3375	3375
Superficie esterna totale	[m2]	0,447	0,447	0,447	0,447	0,447
equicorrente(1)/controcorrente(0)	[-]	1	0	1	0	1

Tabella 3.7: Geometria dell'ILC

Si vuole porre attenzione sulla superficie totale utile per lo scambio termico, calcolata secondo la formula:

$$A = (LunghezzaTotaleTubi) (DiametroEsternoTubi) \pi$$
(3.3)

Moltiplicato il valore ottenuto per il numero totale di tubi che compongono il fascio tubiero, si ottiene l'area totale di scambio termico al netto dei tubi:

$$A_{tot} = 90 \ A = 32 \ [m^2] \tag{3.4}$$

Nell'ultima riga della tabella si tiene conto della direzione del moto del feedstock oil rispetto a quella del Tail Gas, che può essere in equi-corrente o in controcorrente a seconda della posizione; l'importanza di tenere in considerazione questo fattore è dovuta al fatto che da questo si può poi valutare l'LMTD, e di conseguenza la temperatura in uscita, come già spiegato nel capitolo introduttivo sui metodi per il dimensionamento degli scambiatori di calore.

Temperatura IN	[°C]	447,2	448,7	450,1	451,6
Densità IN	$[Kg/m^3]$	830	829	828	828
Viscosità IN	$[Pa \ s]$	0,000209	0,000207	0,000205	0,000203
Conduttività Termica IN	[W/m K]	0,086	0,086	0,085	0,085
Calore specifico IN	[J/kg K]	2792	2797	2801	2806
Velocità media IN	[m/s]	3,03	3,03	3,03	3,04
Numero di Reynolds IN	[-]	391222	394723	398206	401670
Numero di Prandtl IN	[-]	6,8	6,8	6,7	6,7
Numero di Nusselt IN	[-]	1475,7	1482,6	1489,5	1496,3
Coefficiente convettivo	$[W/m^2 K]$	3884	3898	3912	3925

Tabella 3.8: Parametri fisici lato FSK Oil

Questa parte di tabella tiene traccia dei parametri fisici che descrivono lo stato termo-fluidodinamico dell'olio entrante nella serpentina, ricordando che i valori corrispondono soltanto alla prima fila di tubi. Le misure di temperatura, viscosità dinamica, densità, etc. sono state prese tramite interpolazione dei valori tabellati che sono stati precedentemente descritti e dati dall'azienda  $^{5}$ .

 $<sup>^5\</sup>mathrm{Le}$ tabelle a cui si fa riferimento sono la 3.4 e la 3.5 rispettivamente per la parte Tail Gas e la

Per quanto concerne invece la parte finale della tabella, si è già parlato del numero di Reynolds e della sua importanza nella soluzione dei problemi riguardanti il moto dei fluidi, questo perché definisce il rapporto tra le forze inerziali e quelle viscose di un fluido in movimento. La sua dipendenza dalla velocità lo rende un parametro da tenere sempre sotto controllo in quanto da esso si può vedere se si ha nel condotto un cambiamento del regime di turbolenza. Nel caso di studio analizzato, il numero di Reynolds assume valori fin da subito elevati; di conseguenza si deduce che all'interno della serpentina si ha moto turbolento.

Il numero di Prandtl è anch'esso di fondamentale importanza, esprime il rapporto tra la diffusività cinematica rispetto alla diffusività termica di un fluido. Osservando i valori tabellati, si nota una sua diminuzione, legata principalmente a un andamento decrescente della viscosità dinamica dell'olio durante i vari passaggi nella serpentina, passando da un valore iniziale all'entrata di 30, fino ad arrivare a un valore di 6,7; perciò con il procedere dell'olio nel percorso di tubi, la componente termica prevale sulla componente viscosa per lo scambio di energia.

Il numero di Nusselt è l'ultimo parametro che si va a considerare per la descrizione fluidodinamica dell'olio, e descrive il rapporto tra il flusso di calore scambiato per convezione e il flusso di calore scambiato per conduzione, secondo la relazione Nu = hd/lambda; tuttavia è noto essere dipendente dai numeri di Reynolds e Prandtl. Durante il corso degli anni, vari studiosi della materia hanno cercato di sviluppare relazioni matematiche efficaci tra questi tre parametri, al variare delle condizioni fisiche del fluido in esame. In questo caso specifico si prende in considerazione il numero di Nusselt di *Dittus-Boelter*, definito come:

$$Nu = 0,0023 \ Re^{0.8} \ Pr^{(n=0,4)} \tag{3.5}$$

con n = 0, 4 nel caso di riscaldamento del fluido, n = 0, 3 nel caso si voglia raffreddarlo. Questa equazione è valida per lo studio di fluidi (in regime totalmente sviluppato) aventi:

- numeri di ReynoldsRe>10000
- numeri di Prandtl tra0,7 < Pr < 100

Dall'analisi dei risultati in tabella si vede che, come ci si poteva aspettare, si ha un aumento del numero di Nusselt con l'aumentare del passaggio nei tubi; all'uscita dello scambiatore raggiunge un valore pari a 1496; questo è dovuto al numero di Reynolds crescente ed al numero di Prandtl in diminuzione lungo il condotto. La determinazione del coefficiente di scambio convettivo è di notevole importanza fisica, infatti grazie ad esso è possibile poi procedere con la valutazione della resistenza termica totale, e quindi il calcolo del coefficiente di scambio termico globale. Si prende come riferimento la relazione dimostrata da Dittus-Boelter sulla definizione

parte FSK Oil

del numero di Nusselt:

$$h = \frac{k N u}{D_i} \tag{3.6}$$

con  $D_i$  che rappresenta il diametro interno della parte tubi. È chiaro come all'aumentare del numero di passaggi dell'olio nel fascio tubiero, si abbia un incremento di questo parametro, indicando che il numero di Nusselt, e quindi la porzione di energia scambiata per convezione, sta via via aumentando.

Temperatura IN	[°C]	600	600	600	600
Densità IN	$[Kg/m^3]$	$0,\!27$	0,27	$0,\!27$	0,27
Viscosità IN	$[Pa \ s]$	0,000031	0,000031	0,000031	0,000031
Conduttività Termica IN	[W/m K]	0,142	0,142	0,142	0,142
Calore specifico IN	[J/kg K]	2226	2226	2226	2226
Velcoità media IN	[m/s]	48,19	48,19	48,19	48,19
Numero di Reynolds IN	[-]	74453	74453	74453	74453
Numero di Prandtl IN	[-]	0,48	0,48	0,48	0,48
Numero di Nusselt IN	[-]	164,7	164,7	164,7	164,7
Coefficiente Convettivo	$[W/m^2 K]$	$133,\!6$	133,6	$133,\!6$	133,6

Tabella 3.9: Parametri fisici lato Tail Gas

La tabella 3.9 prende in analisi i parametri fisici che descrivono gli aspetti termodinamici del mix di fumi passante all'interno dello Smoke Header e che incidono sulla serpentina, generando scambio termico. Si osserva subito la costanza dei valori numerici; questo chiaramente è dovuto al fatto che si tratta di un unico flusso di fumi entrante in un condotto, quindi non si hanno variazioni di questi parametri lungo il canale dello scambiatore. Il numero di Nusselt utilizzato in questo caso è:

$$Nu = 0,026 \ Re^{0.8} \ Pr^{0.3} \tag{3.7}$$

Si vuole porre l'attenzione su un parametro che ha un ruolo importante per la corretta visualizzazione e risoluzione del problema in esame, ovvero la velocità. La sua rilevanza è legata a quello che si è descritto in precedenza sul fenomeno di blow-by dei fumi durante l'attraversamento dei tubi contenenti l'olio<sup>6</sup>.

$$v = \frac{\frac{\dot{m}}{\rho}}{A_{net}} = \frac{\frac{8,56}{0.27}}{0,65} = 48,19[m/s]$$
(3.8)

Dove  $\dot{m}$  risulta essere la portata in massa dei fumi,  $\rho$  è la densità e  $A_{net}$  definisce la sezione netta dello Shell, ovvero senza la presenza dei tubi; come si vedrà nella sezione successiva, dove si considererà un valore di blow-by reale, i valori di temperatura saranno notevolmente diversi. Si evidenzia in conclusione il valore del numero

 $<sup>^{6}</sup>$ si ricorda che in questa sezione si sta studiando lo scambiatore con un fattore di blow-by uguale a 1, di conseguenza si sta analizzando un caso "ideale" dove questo effetto non influisce sullo scambio termico.

Resistenza convettiva Interna	$[m^2 K/W]$	0,00034	0,00034	0,00033	0,00033
Resistenza sporcamento Interna	$[m^2  K/W]$	0,0	0,0	0,0	$^{0,0}$
Resistenza termica tubi	$[m^2 K/W]$	0,00028	0,00028	0,00028	0,00028
Resistenza sporcamento Esterna	$[m^2 K/W]$	0,0	0,0	0,0	$^{0,0}$
Resistenza convettiva Esterna	$[m^2  K/W]$	0,00749	0,00749	0,00749	0,00749
Resistenza termica totale	[m/s]	0,00810	0,00810	0,00809	0,00809
Coefficiente di scambio globale U	$[W/m^2 K]$	$123,\!5$	$123,\!5$	$123,\!6$	$123,\!6$

di Prandtl molto basso, pari a 0,48, sottolineando la prevalenza importante della diffusività termica rispetto a quella cinematica.

Tabella 3.10: Calcoli dei coefficienti termici

L'obiettivo della tabella 3.10 è l'ottenimento del coefficiente di scambio termico globale U, fondamentale per raggiungere il risultato voluto, ovvero la temperatura in uscita del feedstock oil, che si ricorda essere stata posta dall'azienda uguale a 375°C.

La potenza termica scambiata tra due fluidi che scambiano calore separati da una parete solida, è data, in maniera semplificata, da:

$$Q = U A \Delta T \tag{3.9}$$

dove

- A è la superficie attraverso cui avviene lo scambio
- $\Delta T$  è la differenza di temperatura tra i due fluidi

Tramite l'analogia elettrica dei circuiti, si può introdurre un nuovo parametro chiamato *Resistenza Globale*, il quale rappresenta la resistenza termica totale che intercorre tra i due elementi; essa è legata al coefficiente di scambio termico globale tramite la seguente formula:

$$R_t = \frac{1}{UA} \tag{3.10}$$

All'interno di uno scambiatore a tubi, si avranno due valori del coefficiente di scambio termico globale, infatti esso è riferito all'area rispetto a cui viene calcolato. Avendo due porzioni distinte dello scambiatore, ossia il condotto esterno e i tubi, si avranno due valori differenti di diametro, di conseguenza anche il valore dell'area non sarà lo stesso. Vengono quindi determinati  $U_i \in U_e$  riferiti rispettivamente alla superficie di scambio interna ed a quella di scambio esterna.

Determinarlo vuol dire quindi riuscire a calcolare la resistenza termica globale, composta da tutte le resistenze presenti nel sistema esaminato. Esse rappresentano le diverse modalità di trasferimento del calore, nel nostro caso saranno tre le resistenze presenti, due per gli scambi per convezione, rispettivamente tra l'olio aromatico e la superficie interna del tubo e tra fluido secondario, ovvero il mix di gas e Carbon Black,


Figura 3.22: Analogia elettrica con le resistenze termiche in un condotto

e superficie esterna dei tubi; è presente inoltre lo scambio termico per conduzione che si ha attraverso la parete del tubo.

Nel caso di parete cilindrica, nel calcolo bisogna considerare che in generale l'area di scambio termico esterna è diversa da quella interna e che l'area da introdurre all'interno della resistenza termica conduttiva è un'opportuna media logaritmica tra queste due, essendo di valori differenti come già detto. Nel caso specifico si prende come riferimento l'area esterna per il calcolo del coefficiente U:

$$U_e = \frac{1}{R_e + R_{parete} + R_i + R_{fi} + R_{fe}}$$
(3.11)

Questa relazione rappresenta il coefficiente di scambio termico globale rispetto alla superficie esterna, avendo inserito anche le resistenze legate allo sporcamento che tuttavia, per ordini di progetto dell'azienda, non verranno tenute da conto, quindi uguali a zero.

Come si evince dalla figura 3.22, l'equazione per ricavare la resistenza termica globale del sistema è sintetizzata,tramite l'analogia elettrica, con le tre resistenze del sistema messe in serie:

$$R_t = R_i + R_{parete} + R_e = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_e A_e}$$
(3.12)

dove

- $R_i = \frac{D_e}{h_i D_i}$  con  $h_i$  coefficiente di scambio convettivo interno,  $D_e \in D_i$  rispettivamente i diametri esterno ed interno della tubazione.
- $R_e = \frac{1}{h_e}$  con  $h_e$  coefficiente di scambio convettivo esterno.

Per quanto riguarda invece la resistenza termica dovuta alla conduzione:

$$R_{parete} = \frac{D_e \ln(\frac{D_e}{D_i})}{2 k} \tag{3.13}$$



Figura 3.23: profilo di temperatura in un cilindro durante fase di conduzione termica

con  $D_i$  e  $D_e$  rispettivamente il diametro interno ed esterno del condotto tubiero e k la conducibilità termica del materiale.

La figura 3.23 mostra in maniera chiara l'andamento logaritmico crescente della differenza di temperatura tra parete interna ed esterna con il raggio del cilindro.

Potenza Termica	[kW]	8,44	8,36	8,28	8,20
Temperatura FSK OUT	[°C]	448,7	450,2	451,7	$453,\!0$
Temperatura TG OUT	$[m^2K/W]$	560,2	$560,\!6$	560,9	561,3
LMTD	[°C]	131,0	129,9	128,6	127,5

Tabella 3.11: Parametri legati ai risultati dello scambio termico

Di sopra è presentata la parte più importante dal punto di vista dell'obiettivo dello studio, ossia i risultati termici che si sono ottenuti con i valori inseriti fino ad ora. Di seguito vengono riportate le formule utilizzate:

- Calore scambiato:  $Q = U_e A_e (T_{TG} T_{FSK})$
- Temperatura d'uscita olio aromatico:  $T_{outFSK} = T_{in} + \frac{(Q\,1000)}{m\,c_p}$
- Temperatura d'uscita fumi:  $T_{outTG} = T_{in} \frac{Q\,1000}{\frac{m}{Nitubi}\,c_p}$
- LMTD :

1. caso controcorrente(0): 
$$LMTD = \frac{(T_{inTG} - T_{outFSK}) - (T_{outTG} - T_{inFSK})}{ln(\frac{T_{inTG} - T_{outFSK}}{T_{outTG} - T_{inFSK})}}$$
  
2. caso co-corrente(1):  $LMTD = \frac{(T_{outTG} - T_{outFSK}) - (T_{inTG} - T_{inFSK})}{ln(\frac{T_{outTG} - T_{outFSK}}{T_{inTG} - T_{outFSK}})}$ 

I valori finali che si ottengono, conducono a delle conclusioni significative relative al progetto dell'ILC. Il termine che interessa osservare maggiormente è la temperatura finale d'uscita dell'olio, la quale risulta essere pari a 453°C, ossia 78°C maggiore rispetto al valore target di progetto; questo sovradimensionamento termico è chiaramente non accettabile, ma dalle considerazioni fatte in precedenza sul blow-by che avviene nel tratto dei fumi, è chiaro che questa condizione di lavoro non avviene realmente.

Va anche preso in considerazione un altro parametro di progetto significativo per il corretto funzionamento dello scambiatore, ovvero la temperatura d'uscita del mix di gas e nero di carbonio. In questo caso però i valori analitici non si discostano troppo dal valore prefissato dall'azienda, infatti vi è soltanto una differenza di circa 10°C, quindi accettabile. Come ultimo punto si vuole evidenziare il motivo per il quale si è ricavato il valore dell'LMTD che, come già espresso nell'introduzione, è un metodo utilizzato per l'analisi del calore scambiato quando si hanno più passaggi di fluido nella parte tubi, andando ad osservarne le differenze di temperatura tramite media logaritmica. Considerando il caso di studio, si nota che, come previsto, LMTD cala all'aumentare dei passaggi dell'olio nei tubi poiché man mano che scorre, l'energia termica scambiata tra i due fluidi tende a un valore d'equilibrio.

Scabrezza tubi	[mm]	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
Scabrezza relativa tubi	[-]	0,0015	$0,\!0015$	0,0015	0,0015	0,0015
Fattore d'attrito di Fanning	[-]	0,0219	0,0219	0,0219	0,0219	0,0219
Numero di gomiti a 90°	[-]	2	2	2	2	2
Lunghezza totale equivalente	[mm]	4200	4200	4200	4200	4200
Perdite di carico	[bar]	0,093	0,0093	0,0093	0,0094	0,0094

Tabella 3.12: Valori legati al calcolo delle perdite di carico lungo il fascio tubiero

In tabella 3.12 è stata riportata l'ultima parte del lavoro di calcolo analitico per il progetto dell'ILC, riguardante l'analisi delle perdite di carico che si hanno all'interno della serpentina. Per ottenere questo valore, è utile ricavare il cosiddetto *Friction Factor* il quale, se si sta studiando il flusso di un fluido in una tubazione di tipo commerciale (quindi non ideale) dove le imperfezioni superficiali sono significative, risulta essere dipendente dal numero di Reynolds e dalla *Scabrezza Relativa*. Esistono vari fattori d'attrito in base ai vari contesti, in questo caso è stato scelto il *Fanning friction factor*, definito come il rapporto tra lo sforzo tangenziale alla parete e l'energia cinetica del fluido considerato. Può essere ricavato anche tramite l'utilizzo del relativo diagramma, dipendente proprio come sopra detto dal numero di Reynolds e dalla scabrezza relativa, quest'ultima definita come:

$$\epsilon = \frac{e}{D} \tag{3.14}$$

con escabrezza media interna della tubazione <br/>e ${\cal D}$ il diametro interno della stessa.



Figura 3.24: Diagramma raffigurante il coefficiente di Fanning rispetto al numero di Reynolds

Dal grafico 3.24 si ottiene quindi il valore del fattore d'attrito, che risulta pari a  $f_{fanning} = 0,0219$ . Un altro termine necessario al calcolo delle perdite di carico è chiaramente la lunghezza della tubazione, calcolata di seguito:

$$L_{tot} = L_{tubi} + 15 N_{gomiti} D_i \tag{3.15}$$

dove:

- $L_{straigth}$  indica la lunghezza del tratto rettilineo di un singolo tubo
- $N_{bends}$  rappresenta il numero di gomiti presenti in un tubo, nello scambiatore ne sono presenti 2 per tubo
- $D_i$  indica il diametro interno della tubazione

Si giunge così al calcolo delle perdite di carico  $\Delta p$ , fatte per ogni tratto di tubo; di conseguenza la perdita di carico complessiva all'interno della serpentina sarà equivalente alla somma di tutte le singole perdite. Si è quindi utilizzata l'equazione di *Darcy-Weisbach* in condizioni di regime turbolento:

$$\Delta p_{drop} = \frac{\rho_{fsk} f_{fanning} \frac{L_{tot}}{D_i} \frac{v_{fsk}}{2}}{10^5}$$
(3.16)

Nell'equazione riportata si dividono le perdite di carico per il fattore  $10^5$  in modo tale da ottenere i valori di pressione in bar.

# CALCULATION RESULTS

TAIL GAS SIDE		
INLET MASS FLOW RATE	[kg/h]	30850
INLET TEMPERATURE	[°C]	600
INLET PRESSURE	[bara]	1,05
INLET DENSITY	[kg/m3]	0,27
OUTLET TEMPERATURE	[°C]	538,1
OUTLET DENSITY	[kg/m3]	0,29
<u>FSK SIDE</u>		
INLET MASS FLOW RATE	[kg/h]	7500
INLET TEMPERATURE	[°C]	220
INLET PRESSURE	[bara]	50
INLET DENSITY	[kg/m3]	960
OUTLET TEMPERATURE	[°C]	453
OUTLET DENSITY	[kg/m3]	827
OUTLET PRESSURE	[bara]	40,9
OVERALL		
TOTAL HEAT EXCHANGED (CLEAN COND.)	[kW]	<u>1181</u>
TOTAL PRESSURE DROP FSK SIDE	[bar]	<u>9,1</u>
NOMINAL OUTLET TEMP. FOR FSK	[°C]	375
NOMINAL THERMAL DUTY	[kW]	792
OVERDESIGN ON NOMINAL DUTY	[%]	49,2

Figura 3.25: Risultati

L'immagine 3.25 riporta i risultati definitivi dello studio, che risultano essere non consoni alle linee guida date dall'AC per il progetto dell'ILC. Oltre alla già citata temperatura d'uscita olio molto superiore ai limiti, viene valutato l'Overdesign della potenza termica generata dallo scambiatore, che risulta essere del 49,2% maggiore rispetto al progetto di base. In aggiunta sono riportate le perdite di carico totali dell'intero fascio tubiero (9,1%) e il calore scambiato complessivamente durante il processo (1181 kW), specificando il fatto che avviene in condizioni 'pulite', quindi senza tenere in considerazione lo sporcamento.

# 3.3 Scenario con Blow-By e confronto

L'assenza di blow-by nell'analisi compiuta porta a dimostrare che il flusso dei fumi interagisce idealmente con le superfici di scambio, portando a una stima ottimistica della resa termica e a una temperatura dell'olio ben al di sopra del target di progetto. Inserendolo invece nei calcoli, si ipotizza che una porzione del flusso di fumi bypassi effettivamente le superfici di scambio, riducendo le temperature e di conseguenza l'efficienza termica complessiva. Di seguito si propone l'analisi dei risultati ottenuti dall'ingegnere Lalanne nei quali si considera l'effetto di bypass. Tuttavia si sottolinea che il coefficiente esaminato è stato ottenuto per lo scambiatore da 30  $m^2$ ; questo è dovuto a un primo tentativo dell'ingegnere nel valutare i cambiamenti riscontrabili, mettendo a paragone le due analisi numeriche effettuate.

#### 3.3.1 Scenario con Blow-By

Di seguito è riportata l'immagine con le condizioni al contorno del problema:

#### **BOUNDARY CONDITIONS**

<u>TAIL GAS SIDE</u>

INLET MASS FLOW RATE INLET TEMPERATURE	[kg/h] [°C]	30850 600
REDUCTION FACTOR FOR "BLOW-BY" EFFECT	[-]	0,48
INLET PRESSURE	[bara]	1,05
INLET DENSITY	[kg/m3]	0,27
MEAN TEMPERATURE FOR CALCS	[°C]	575
FOULING FACTOR	[m2K/W]	0

Figura 3.26: Condizioni iniziali di progetto

Si nota che il valore di blow-by impostato è pari a 0,48. Il resto dei dati è rimasto invariato, per questo motivo i calcoli necessari all'ottenimento dei risultati non verranno riportati poichè le formule utilizzate rimangono le medesime a quelle viste nella precedente sezione per il caso senza blow-by. Nonostante ciò, è comunque chiaro che i valori numerici cambiano per quanto detto fino ad adesso, in particolare il coefficiente si va ad inserire attivamente nel momento in cui si calcola la velocità in entrata dei fumi caldi. La formula modificata é:

$$v = \frac{\frac{\dot{m} F}{\rho}}{A_{net}} = \frac{\frac{8,56\ 0,48}{0,27}}{0,65} = 23,13[m/s]$$
(3.17)

Dove con F si indica il fattore di riduzione della portata in massa dovuta al blowby; naturalmente tutti i parametri associati alla velocità dei fumi cambieranno di conseguenza, ma si evince da subito l'impatto dell'inserimento di questo parametro nei calcoli numerici. Nella Figura 3.27 sono riportati i risultati considerando un fattore di blow-by pari a 0,48. In questo caso:

- Temperatura di uscita FSK pari a 387°C, più vicina al valore nominale di 375°C;
- Calore totale scambiato di circa 809 kW, quindi inferiore rispetto ai 1181 kW del caso precedente;
- Perdita di pressione sul lato FSK leggermente inferiore (8,9 bar), in linea con una diversa distribuzione del flusso.

TAIL GAS SIDE

INLET MASS FLOW RATE INLET TEMPERATURE INLET PRESSURE INLET DENSITY OUTLET TEMPERATURE OUTLET DENSITY	[kg/h] [℃] [bara] [kg/m3] [℃] [kg/m3]	30850 600 1,05 0,27 557,6 0,28
<u>FSK SIDE</u>		
INLET MASS FLOW RATE INLET TEMPERATURE INLET PRESSURE INLET DENSITY	[kg/h] [°C] [bara] [kg/m3]	7500 220 50 960
OUTLET TEMPERATURE	[°C]	387
OUTLET DENSITY OUTLET PRESSURE	[kg/m3] [bara]	862 41,1
OVERALL		
TOTAL HEAT EXCHANGED (CLEAN COND.) TOTAL PRESSURE DROP FSK SIDE NOMINAL OUTLET TEMP. FOR FSK	[kW] [bar] [°C]	<u>809</u> <u>8,9</u> 375
NOMINAL THERMAL DUTY	[kW]	750
OVERDESIGN ON NOMINAL DUTY	[%]	<u>7,9</u>

Figura 3.27: Risultati di calcolo *con* blow-by (circa 48%).

L'effetto blow-by riduce la porzione di fumi che cede effettivamente calore al feedstock oil della serpentina, portando a un valore di temperatura in uscita più basso (vicino al target di progetto) e a un calore totale scambiato inferiore rispetto al caso ideale. In altre parole, una parte del gas fluisce senza trasferire energia in modo efficiente, abbassando di fatto il potere termico complessivo dello scambiatore. La Tabella 3.13 riassume i principali risultati numerici dei due risultati analizzati:

Parametro	Senza blow-by	Con blow-by
Temperatura uscita FSK [°C]	453	387
Calore totale scambiato [kW]	1181	809
Overdesign [%]	49,2	$7,\!9$
Perdita di pressione FSK [bar]	9,1	$^{8,9}$
Temperatura uscita Tail Gas $[^\circ\mathrm{C}]$	538,1	$557,\! 6$

Tabella 3.13: Confronto tra i due scenari di calcolo, con e senza blow-by.

Il confronto tra i due approcci evidenzia come la mancata considerazione del blow-by possa portare a previsioni non realistiche della temperatura di uscita del fluido di processo (FSK Oil), del calore totale scambiato e delle perdite di carico. Dall'analisi emergono quindi le seguenti considerazioni:

- Importanza di considerare il blow-by: ignorare il bypass di fumi porta a sovrastimare il calore scambiato e a sottostimare la temperatura di uscita dell'olio.
- Riduzione della potenza termica: con il blow-by, il calore trasferito passa da 1181 kW a 809 kW, con un conseguente abbassamento dell'overdesign dal 49,2% al 7,9%.
- Temperatura di uscita FSK più realistica: il valore di 387°C è molto più vicino ai 375°C nominali rispetto ai 453°C del caso ideale.
- Impatto sulle temperature del tail gas: il flusso non "lavorato" dallo scambiatore esce a una temperatura più elevata (557,6°C) rispetto al caso senza blow-by.

L'analisi effettuata evidenzia dunque la necessità di includere nei modelli di calcolo anche le fenomenologie di bypass, soprattutto per applicazioni in cui la configurazione geometrica e le condizioni di flusso favoriscono percorsi a bassa resistenza per il fluido. Nel prossimo capitolo si andrà a valutare il coefficiente numerico di blow-by specifico della geometria attraverso uno studio approfondito sia di tipo analitico che computazionale attraverso le simulazioni CFD.

# Capitolo 4

# Analisi approfondita delle prestazioni

Il presente capitolo si propone di analizzare in dettaglio il lavoro svolto per la valutazione e l'ottimizzazione delle prestazioni dell'ILC. L'analisi è suddivisa in due parti principali, ognuna delle quali affronta un aspetto specifico del problema.

Nella prima parte, si approfondisce l'utilizzo di formule più specifiche per il calcolo dei parametri termofluidodinamici dello scambiatore, al fine di ottenere risultati più accurati rispetto a quelli forniti dalle formule standard utilizzate inizialmente dall'ingegnere Lalanne responsabile del progetto. Si confronteranno quindi i risultati ottenuti applicando queste nuove equazioni con quelli derivanti dall'approccio tradizionale, per valutarne l'impatto sulle previsioni di performance dello scambiatore.

La seconda parte del lavoro è dedicata allo studio dell'effetto blow-by, un fenomeno che comporta il bypass di una parte del flusso di fumi all'interno dello scambiatore, riducendo l'efficienza complessiva del trasferimento termico. L'analisi prevede una suddivisione precisa dello scambiatore in zone e il successivo calcolo dettagliato della portata di fluido che non partecipa attivamente allo scambio termico, passante proprio per ognuna di esse. Attraverso un confronto tra diverse metodologie di calcolo e grazie ai dati ottenuti dalle simulazioni CFD eseguite con SimScale, si evidenzieranno le differenze tra i risultati teorici e quelli reali.

Questo capitolo fornirà quindi una panoramica completa del lavoro svolto, illustrando i passaggi seguiti per affinare i calcoli e migliorare l'accuratezza della modellazione dello scambiatore di calore, con particolare attenzione agli effetti della configurazione geometrica e dei fenomeni fluidodinamici coinvolti.

# 4.1 Ottimizzazione del calcolo termofluidodinamico

In questa prima parte del lavoro viene analizzato l'utilizzo di formule più specifiche per il calcolo dei parametri termofluidodinamici dello scambiatore. L'obiettivo è quello di ottenere una stima più accurata del trasferimento termico, confrontando i risultati derivanti da tali formule con quelli utilizzati dall'ingegnere. Si vuole subito evidenziare che il valore di blow-by considerato rimane il medesimo di quello definito in precedenza, ovvero 0,48, questo perché lo studio è incentrato sulla ricerca di formule alternative che possano descrivere al meglio i parametri principali, lasciando inalterate le condizioni al contorno definite dal progetto. Come si vedrà nel proseguo della sezione, il numero di parametri che sono stati "toccati" e cambiati è limitato anche per questo motivo.

# 4.1.1 1° Analisi

# 4.1.1.1 L'equazione di Gnielinski per il calcolo del numero di Nusselt

L'equazione di Gnielinski è una correlazione empirica utilizzata per il calcolo del numero di Nusselt nei flussi turbolenti all'interno di tubi e condotti. Essa si basa su una combinazione di parametri adimensionali che descrivono il trasferimento termico(Reynolds, Prandtl) e sulla conoscenza della resistenza meccanica del flusso, rappresentata dal fattore di attrito f. Questa correlazione è ampiamente riportata in numerosi testi di ingegneria, ed è comunemente utilizzata per il dimensionamento degli scambiatori di calore. La sua capacità di fornire stime affidabili del coefficiente di scambio termico la rende uno strumento prezioso per i progettisti, permettendo una valutazione accurata delle prestazioni termiche degli scambiatori di calore e contribuendo alla scelta delle configurazioni geometriche più appropriate.

La forma generale della correlazione è la seguente:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12.7\sqrt{\frac{f}{8}} (Pr^{2/3} - 1)}$$
(4.1)

dove:

- Re è il numero di Reynolds, definito come  $Re = \frac{\rho U D}{\mu}$ , che caratterizza il regime di flusso (turbolento se Re > 3000);
- Pr è il numero di Prandtl, dato da  $Pr = \frac{c_p \mu}{k}$ ;
- f è il fattore di attrito di Darcy, che per flussi turbolenti in tubi può essere determinato, ad esempio, mediante la correlazione di Blasius per tubi lisci (per  $Re < 10^5$ ) o altre correlazioni per tubi ruvidi<sup>1</sup>.

L'equazione di Gnielinski può essere interpretata analizzando individualmente i membri che la compongono:

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup>vedi 4.1.1.2 per la spiegazione dettagliata

- Frazione  $\frac{f}{8}$ : Questo termine deriva dal collegamento tra la perdita di carico (attrito) e il trasferimento termico. Un aumento del fattore di attrito (f) implica un miglioramento dello scambio termico, aumentando il valore di Nu.
- Termine (Re 1000): La sottrazione di 1000 dal numero di Reynolds serve a migliorare la predittività della formula nei limiti inferiori del regime turbolento, riducendo gli errori per flussi in transizione.
- Termine Pr: La presenza del numero di Prandtl evidenzia l'influenza delle proprietà termiche del fluido (diffusività termica); fluidi con elevato Pr (come oli) hanno un comportamento differente rispetto a quelli con basso Pr (come gas).
- **Denominatore**  $1 + 12.7\sqrt{\frac{f}{8}}(Pr^{2/3} 1)$ : Questo termine introduce una correzione che tiene conto della variazione delle proprietà termiche in funzione di Pr e del fattore di attrito. La sua presenza riduce il numero di Nusselt per fluidi con bassa conducibilità termica.

Va inoltre sottolineato che la correlazione di Gnielinski è valida per le seguenti condizioni operative:

- Flussi completamente sviluppati turbolenti in tubi;
- Numeri di Reynolds compresi tra 3000 e  $5 \times 10^6$ ;
- Numeri di Prandtl nell'intervallo $0.5 \leq Pr \leq 2000.$

Nel caso in esame si procede con il suo utilizzo per la valutazione del numero di Nusselt del feedstock oil. I risultati numerici per la prima fascia di tubi sono riportati in tabella 4.1, i quali vengono confrontati con quelli ottenuti dall'utilizzo dell'equazione di Dittus-Boelter:

Metodo	Tubo 1	Tubo 2	Tubo 3	Tubo 4	Tubo 5
Dittus-Boelter	559,9	568,9	577,9	586,8	595,7
Gnielinski	637,4	646,9	656,4	665,9	675,3

**Tabella 4.1:** Confronto del numero di Nusselt per i primi 5 tubi utilizzando le equazioni di Dittus-Boelter e Gnielinski

#### 4.1.1.2 Darcy friction Factor

Il fattore di attrito di Darcy, indicato con f, è un parametro adimensionale fondamentale per la determinazione delle perdite di carico in un condotto. Il fattore di attrito f è cruciale per il dimensionamento dei sistemi di tubazioni e degli scambiatori di calore, poiché determina le perdite di carico e, di conseguenza, l'energia necessaria per mantenere il flusso. Un valore elevato di f implica maggiori perdite di pressione, che possono tradursi in costi operativi più alti e in una minore efficienza del sistema. Esso compare nella celebre equazione di Darcy-Weisbach, che descrive la caduta di pressione  $\Delta P$  lungo un tubo:

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{\rho U^2}{2} \tag{4.2}$$

dove:

- L è la lunghezza del tubo,
- D è il diametro interno del tubo,
- $\rho$  è la densità del fluido,
- U è la velocità media del fluido.

Il valore di f dipende dal regime di flusso, dalle proprietà del fluido e dalla rugosità della parete interna del tubo:

• Flusso Laminare: Per flussi laminari (tipicamente per Re < 2300) il fattore di attrito è dato dalla formula analitica:

$$f = \frac{64}{Re} \tag{4.3}$$

dove il numero di Reynolds Re è definito da:

$$Re = \frac{\rho U D}{\mu}.$$

• Flusso Turbolento in Tubi Lisci: Per flussi turbolenti in tubi lisci, una correlazione ampiamente utilizzata, valida per  $4000 < Re < 10^5$ , risulta essere:

$$f = (1,82 \log_{10}(Re) - 1,64)^{-2}$$
(4.4)

• Flusso Turbolento in Tubi Ruvidi: Quando il tubo presenta una rugosità significativa, il fattore di attrito deve essere calcolato tenendo conto della scabrezza relativa. Una delle correlazioni più comuni è l'equazione di *Colebrook-White*:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2\log_{10}\left(\frac{e/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}}\right),\tag{4.5}$$



Figura 4.1: Diagramma di Moody per la valutazione del fattore d'attrito

dove e rappresenta la rugosità della parete. Questa equazione è implicita in f e solitamente viene risolta numericamente oppure si utilizzano correlazioni esplicite derivate, ad esempio, dal diagramma di Moody:

Si può notare dal grafico che nella regione di completa turbolenza, definita da alti valori sia del numero di Reynolds e sia del rapporto e/d, il fattore di attrito dipende prevalentemente dalla rugosità relativa, come mostrato dall'andamento piatto delle curve nel tratto finale. Valori tipici di e per vari tipi di tubazioni commerciali nuove (ovvero più ruvide perché non usurate) sono riportate nella Tabella 4.2.

Tipologia	<i>e</i> ( <b>mm</b> )
Tubo trafilato	0,0015
Ottone, piombo, vetro, cemento centrifugato	0,0076
Acciaio commerciale o ferro battuto	$0,\!046$
Ghisa (rivestita in asfalto)	$0,\!12$
Ferro zincato	$0,\!15$
Legno resinato	0,18 - 0,91
Ghisa (non rivestita)	0,259
Cemento	0,30 - 3,05
Acciaio chiodato	0,91 - 9,1

Tabella 4.2: Rugosità media delle tubazioni commerciali.

Quindi riassumendo, la scelta della correlazione appropriata dipende fortemente

dal regime di flusso e dalle condizioni della parete interna:

- Per flussi laminari, la relazione analitica è esatta.
- Per flussi turbolenti in tubi lisci, la correlazione matematica fornisce una buona stima.
- In presenza di una notevole rugosità, l'equazione di Colebrook-White (o correlazioni derivate) è indispensabile per valutare correttamente il fattore di attrito.

Per l'analisi dell'ILC si è deciso di considerare l'equazione che definisce il fattore d'attrito per regime turbolento in tubi ruvidi, questo perchè, come riportato dai dati tecnici dell'azienda, i tubi che compongono il fascio tubiero sono trafilati, di conseguenza la scabrezza relativa risulta essere pari a 0,0015, come si può vedere dalla tabella 4.2. Di seguito viene riportata la tabella di confronto dei due metodi utilizzati per la prima fascia di tubi:

Frction Factor	Tubo 1	Tubo 2	Tubo 3	Tubo 4	Tubo 5
Fanning	0,00219	0,00219	0,00219	0,00219	0,00219
Darcy	0,00204	0,00204	0,00204	0,00204	0,00204

Tabella 4.3: Fattori di attrito per i primi 5 tubi.

Dal confronto riportato in tabella si nota una differenza trascurabile tra i due risultati ottenuti, sottolineando una quasi uguaglianza per quanto riguarda le perdite di carico dell'olio al passaggio nei tubi della serpentina. Queste considerazioni sono fondamentali non solo per la progettazione dei modelli analitici, ma anche per la validazione delle simulazioni CFD, in cui la corretta stima del fattore di attrito influisce direttamente sul calcolo delle perdite di carico e sul dimensionamento degli scambiatori di calore.

# 4.1.1.3 Risultati ottenuti

Il primo tentativo sulla ricerca di formule più accurate per la definizione dei parametri fisici che descrivono il comportamento dello scambiatore ha avuto come elementi di analisi il numero di Nusselt e il fattore d'attrito. I risultati completi dell'analisi sono riportati nell'immagine 4.2:

TAIL GAS SIDE

INLET MASS FLOW RATE	[kg/h]	30850	
INLET TEMPERATURE	[°C]	600	
INLET PRESSURE	[bara]	1,05	
INLET DENSITY	[kg/m3]	0,27	
OUTLET TEMPERATURE	[°C]	557,4	
OUTLET DENSITY	[kg/m3]	0,28	
<u>FSK SIDE</u>			
INLET MASS FLOW RATE	[kg/h]	7500	
INLET TEMPERATURE	[°C]	220	
INLET PRESSURE	[bara]	50	
INLET DENSITY	[kg/m3]	960	
OUTLET TEMPERATURE	[°C]	387	
OUTLET DENSITY	[kg/m3]	862	
OUTLET PRESSURE	[bara]	43,2	
OVERALL			
TOTAL HEAT EXCHANGED (CLEAN COND.)	[kW]	<u>813</u>	
TOTAL PRESSURE DROP FSK SIDE	[bar]	<u>6,8</u>	
NOMINAL OUTLET TEMP. FOR FSK	[°C]	375	
NOMINAL THERMAL DUTY	[kW]	750	
OVERDESIGN ON NOMINAL DUTY	[%]	<u>8,4</u>	

Figura 4.2: Risultati ottenuti per il tentativo numerico n°1

Si evince che la temperatura di uscita dell'olio assume un valore di  $387^{\circ}$ C, che risulta essere di  $12^{\circ}$ C maggiore rispetto al valore di design ottimale; rispetto al valore trovato dall'ingegnere Lalanne, il valore è il medesimo. Per quanto riguarda la potenza termica riscontrabile, si hanno  $813 \ kW$ , ovvero  $63 \ kW$  in più rispetto al caso ideale; questo comporta un overdesign dell'8,4%. Le perdite di carico lungo il fascio tubiero sono invece inferiori rispetto a quelle trovate dall'ingegnere, con uno scostamento di circa 3 bar.

Osservando invece i risultati per la parte del Tail Gas, si può affermare che non vi sono differenze significative rispetto ai valori di progetto, infatti la temperatura di uscita dei fumi risulta essere di 557,4°C.

In conclusione questa prima analisi sulle possibili variazioni dei parametri di progetto non ha apportato cambiamenti significativi rispetto a quelli definiti dall'ingegnere nel suo lavoro.

# 4.1.2 2° Analisi

Per questa seconda indagine sulla ricerca delle formule analitiche ottimali, si è deciso di soffermarsi in maniera più dettagliata sull'aspetto legato al comportamento di un fluido che fluisce su una superficie con rugosità non trascurabile, come un tubo commerciale. Il coefficiente di scambio termico su una parete rugosa può essere diverse volte superiore rispetto a quello di una parete liscia, mantenendo lo stesso numero di Reynolds. Tuttavia, il fattore di attrito, e quindi la caduta di pressione, saranno anch'essi maggiori. Nonostante ciò, i progettisti a volte "rugosizzano" intenzionalmente le pareti dei tubi per aumentare h e ridurre l'area superficiale necessaria per lo scambio termico.

#### 4.1.2.1 Superfici Rugose e Fattore di Attrito

La rugosità delle pareti di un tubo, come detto in precedenza, può disturbare gli strati viscosi e termici se è sufficientemente grande; la Figura 4.1 mostra l'effetto dell'aumento di rugosità, e, sul fattore di attrito, f. Si può anche osservare che all'aumentare del numero di Reynolds, lo strato viscoso diventa più sottile e livelli più piccoli di rugosità influenzano f.

L'importanza di un determinato livello di rugosità sull'attrito e sul trasferimento di calore può essere determinata confrontando e con lo spessore dello strato sub-laminare. Dalle indagini sperimentali degli studiosi che sono state effettuate si è riusciti a definire un rapporto tra e ed il termine  $\nu/u^*$ , che rappresenta lo spessore dello strato sub-laminare viscoso in un flusso turbolento all'interno di una tubazione. In particolare:

- $\nu$ indica la viscosità cinematica del fluido.
- $u^*$  è la velocità di attrito o velocità di frizione, definita come:

$$nu^* = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \tag{4.6}$$

dove  $\tau_w$  è lo sforzo tangenziale sulla parete del tubo e  $\rho$  è la densità del fluido.

Il rapporto tra  $e \in \nu/u^*$  definisce il numero di Reynolds di Rugosità (Roughness Reynolds Number)  $\operatorname{Re}_{\varepsilon}$ :

$$\operatorname{Re}_{\varepsilon} \equiv \frac{u^* e}{\nu} = \operatorname{Re}_D \frac{e}{D} \sqrt{\frac{f}{8}}$$
(4.7)

dove la seconda uguaglianza deriva dalle definizioni di  $u^* e f e da numerosi calcoli$ algebrici. I dati sperimentali mostrano che le regioni rispettivamente di superficieliscia, di transizione e di completa rugosità corrispondono ai seguenti range numerici $di Re<sub><math>\varepsilon$ </sub>:

- $\operatorname{Re}_{\varepsilon} < 5$  (Idraulicamente liscia)
- $5 \leq \operatorname{Re}_{\varepsilon} \leq 70$  (Transizionalmente rugosa)
- $\operatorname{Re}_{\varepsilon} > 70$  (Completamente rugosa)

Gli studiosi Bhatti e Shah hanno fornito la seguente correlazione per il numero locale di Nusselt:

$$\operatorname{Nu}_{D} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \operatorname{Re}_{D} \operatorname{Pr}}{1 + \sqrt{f/8} \left(4.5 \operatorname{Re}_{\varepsilon}^{0.2} \operatorname{Pr}^{0.5} - 8.48\right)}$$
(4.8)

che si applica per i seguenti intervalli:

- $10^4 \le \text{Re}_D$
- $0.5 \le \Pr \le 50$
- $0.002 \le \frac{\varepsilon}{D} \le 0.05$

Il corrispondente fattore di attrito può essere calcolato con l'equazione di Haaland:

$$f = \left\{ 1.8 \log_{10} \left[ \frac{6.9}{\text{Re}_D} + \left( \frac{e/D}{3.7} \right)^{1.11} \right] \right\}^{-2}$$
(4.9)

Questa equazione è una delle più utilizzate per il calcolo del fattore di attrito nelle tubazioni con superficie rugosa, combinando effetti di turbolenza e rugosità in un'unica formula empirica.

# 4.1.2.2 Risultati Ottenuti

Di seguito si riportano i risultati ottenuti utilizzando queste formule:

<u>TAIL GAS SIDE</u>		
INLET MASS FLOW RATE	[kg/h]	30850
INLET TEMPERATURE	[°C]	600
INLET PRESSURE	[bara]	1,05
INLET DENSITY	[kg/m3]	0,27
OUTLET TEMPERATURE	[°C]	547,9
OUTLET DENSITY	[kg/m3]	0,29
<u>FSK SIDE</u>		
INLET MASS FLOW RATE	[kg/h]	7500
INLET TEMPERATURE	[°C]	220
INLET PRESSURE	[bara]	50
INLET DENSITY	[kg/m3]	960
OUTLET TEMPERATURE	[°C]	420
OUTLET DENSITY	[kg/m3]	844
OUTLET PRESSURE	[bara]	40,5
<u>OVERALL</u>		
TOTAL HEAT EXCHANGED (CLEAN COND.)	[kW]	<u>994</u>
TOTAL PRESSURE DROP FSK SIDE	[bar]	<u>9,5</u>
NOMINAL OUTLET TEMP. FOR FSK	[°C]	375
NOMINAL THERMAL DUTY	[kW]	770
OVERDESIGN ON NOMINAL DUTY	[%]	<u>29,0</u>

Figura 4.3: Risultati del 2° tentativo

Come si può osservare dalla figura 4.3, anche questo tentativo non ha dato dei risultati consoni ai valori che si attendevano. La temperatura di uscita dell'olio risulta troppo elevata rispetto al valore limite di progetto; inoltre, anche l'overdesign complessivo dello scambiatore risulta incrementato del 29%. Il risultato ottenuto non deve troppo stupire, in quanto questa relazione viene utilizzata con maggiore frequenza in caso di tubazioni aventi scabrezze relative elevate e numeri di Reynolds di rugosità altrettanto elevati (> 70). Nell'analisi dei valori, infatti si sono ottenuti numeri di Reynolds di rugosità  $Re_{\varepsilon}$  massimi pari a 26, 6, quindi inferiori al range di utilizzo.

# 4.1.3 3° Analisi

Per l'analisi in questione si sono utilizzate le equazioni dell'azienda committente, già precedentemente definite nel capitolo 3 e qui riportate:

• FSK Oil:

$$Nu = 0,023 \ Re^{0.8} \ Pr^{0.33} \tag{4.10}$$

• Tail Gas :

$$Nu = C Re^{0.8} Pr^{0.33} ag{4.11}$$

Dove:

- C: parametro ricavato sperimentalmente attraverso studi interni all'azienda.

# 4.1.3.1 Risultati Ottenuti

# <u>TAIL GAS SIDE</u>

INLET MASS FLOW RATE INLET TEMPERATURE INLET PRESSURE INLET DENSITY OUTLET TEMPERATURE OUTLET DENSITY	[kg/h] [°C] [bara] [kg/m3] [°C] [kg/m3]	30850 600 1,05 0,27 536,6 0,29
ESK SIDE INLET MASS FLOW RATE INLET TEMPERATURE INLET PRESSURE INLET DENSITY OUTLET TEMPERATURE OUTLET DENSITY	[kg/h] [℃] [bara] [kg/m3] [℃] [kg/m3]	7500 220 50 960 458 824
OUTLET PRESSURE OVERALL TOTAL HEAT EXCHANGED (CLEAN COND.) TOTAL PRESSURE DROP FSK SIDE NOMINAL OUTLET TEMP. FOR FSK NOMINAL THERMAL DUTY OVERDESIGN ON NOMINAL DUTY	[bara] [kW] [°C] [kW] [%]	43,5 <u>1209</u> <u>6,5</u> 375 795 <u>52,2</u>

Figura 4.4: Risultati tentantivo numero 3

Come si può notare dalla figura 4.4 i valori riscontrabili sono decisamente discordanti da quelli definiti dal progetto iniziale. Si nota subito un'eccessiva temperatura d'uscita dell'olio, pari a 458°C, rispetto ai 375°C di design. Inoltre spicca un elevato

valore sulla potenza termica, il quale provoca un overdesign dell'ILC del 52,2%. Per quanto concerne le perdite di carico e la temperatura del gas uscente, come per i tentativi precedentemente effettuati, non si registrano valori così discordanti.

Osservando tutti i 3 tentativi effettuati si può delineare un "denominatore" comune, ovvero la problematicità nell'ottenere un valore di temperatura del feedstock oil tale da poter affermare con buona certezza di aver raggiunto un risultato positivo nella modellazione analitica dell'ILC. Tuttavia, alcuni parametri come la temperatura di uscita dei fumi, che si ricorda contenere le particelle di agglomerati di nero carbonio che verranno successivamente filtrate, o le perdite di carico lungo la serpentina, sono stati dimensionati in modo conforme e corretto rispetto alle direttive progettuali dell'azienda.

# 4.1.4 4° Analisi

Dopo aver eseguito tre tentativi precedenti senza ottenere risultati ottimali, si è deciso di introdurre un ulteriore elemento di analisi: il fattore di sporcamento. Sebbene inizialmente non fosse previsto dal progetto dello scambiatore, la sua considerazione potrebbe fornire una chiave di lettura aggiuntiva per comprendere le discrepanze tra i risultati ottenuti e le aspettative progettuali. Questo ultimo tentativo permetterà di valutare l'impatto delle eventuali perdite di prestazione dovute alla presenza di depositi sulle superfici di scambio termico, fornendo così una visione più completa del comportamento del sistema. Per questo calcolo si riutilizzeranno le equazioni del 1° tentativo, essendo quelle che si avvicinavano maggiormente ai valori definiti dall'azienda.

Nella fase iniziale di progetto, l'azienda aveva definito, nel caso in cui si fosse deciso di valutare la resistenza termica complessiva considerando anche il fattore di sporcamento, due valori specifici per i due fluidi:

- $R_{fi} = 0,003 \left[ W/m^2 K \right]$  per il lato tail gas
- $R_{fe} = 0,005 \left[ W/m^2 K \right]$  per il lato FSK oil

Volendo considerare per il nostro caso di studio le resistenze termiche, i valori diventano:

•  $Res_{fi} = R_{fi} \frac{D_e}{D_i} = 0,00649$  indica la resistenza termica interna creata dallo sporcamento.

Dove con  $D_e$  e  $D_i$  si indicano rispettivamente il diametro esterno e interno della tubazione.

•  $Res_{fe} = R_{fe} = 0,003$  definisce la resistenza termica esterna della zona fumi.

# 4.1.4.1 Risultati Ottenuti

Vengono riportati in figura 4.5 i risultati di questa analisi numerica:

TAIL GAS SIDE

INLET MASS FLOW RATE INLET TEMPERATURE INLET PRESSURE INLET DENSITY OUTLET TEMPERATURE OUTLET DENSITY	[kg/h] [°C] [bara] [kg/m3] [°C] [kg/m3]	30850 600 1,05 0,27 571,7 0,28
FSK SIDE INLET MASS FLOW RATE INLET TEMPERATURE INLET PRESSURE INLET DENSITY OUTLET TEMPERATURE OUTLET DENSITY	[kg/h] [°C] [bara] [kg/m3] [kg/m3]	7500 220 50 960 335 891
OUTLET PRESSURE OVERALL TOTAL HEAT EXCHANGED (CLEAN COND.) TOTAL PRESSURE DROP FSK SIDE NOMINAL OUTLET TEMP. FOR FSK NOMINAL THERMAL DUTY OVERDESIGN ON NOMINAL DUTY	[bara] [kW] [bar] [°C] [kW] [%]	<b>540</b> 7.1 375 721 -25.1

Figura 4.5: Risultati del 4° tentativo

Rispetto ai casi precedenti dove il fouling factor non era tenuto in considerazione, in questo caso viene mostrato il suo effetto sullo scambiatore dimostrando che, come ci si poteva aspettare, l'efficienza complessiva di scambio termico sarebbe necessariamente diminuita. La temperatura di uscita olio risulta essere inferiore al limite di 375°C definito dall'azienda, nello specifico 40°C in meno. La potenza termica utile risulta essere pari a 540 kW, con uno scostamento percentuale rispetto al valore di progetto del -25%, quindi si ha in pratica un sottodimensionamento. Il valore delle perdite di carico lungo la serpentina rimane invariato, come nei casi precedenti.

I tentativi numerici effettuati finora non hanno fornito un riscontro ottimale, evidenziando la complessità del fenomeno analizzato e la necessità di un ulteriore approfondimento, nonostante le diverse strategie adottate. Pertanto, nel prossimo paragrafo si procederà al calcolo del blow-by, con l'obiettivo di quantificare in modo più preciso il fenomeno e il suo impatto complessivo sullo scambio termico.

# 4.2 Valutazione del Blow-By

Nella sezione precedente sono state condotte una serie di analisi volte a comprendere l'impatto di differenti parametri fisici (ad esempio il numero di Nusselt o il fattore di attrito) sulle prestazioni dello scambiatore di calore, senza tuttavia modificare il fattore di blow-by. Tali tentativi hanno permesso di identificare i limiti dell'approccio, poiché non tenevano conto di una porzione di fluido che, di fatto, non partecipa al trasferimento termico.

In questa nuova sezione, l'attenzione si concentrerà esclusivamente sulla quantificazione del fattore di blow-by in modo da valutare con precisione quanta parte del flusso di fumi bypassi effettivamente le superfici di scambio. A tal fine, verrà adottato un metodo analitico e numerico che consentirà di calcolare il valore esatto del blow-by. Tale procedura consentirà di ottenere previsioni più realistiche sulla temperatura di uscita e sul calore scambiato, fornendo indicazioni fondamentali per l'ottimizzazione dello scambiatore.

# 4.2.1 Calcolo delle Aree

Per il primo passo si adotta un approccio volto a suddividere la superficie di ingresso e di uscita dei fumi dello scambiatore in undici zone distinte. Per ciascuna di queste suddivisioni, verrà calcolata in modo puntuale l'area effettivamente attraversata dal flusso. Questa procedura permetterà di analizzare in modo più preciso la distribuzione dei fumi all'interno dello scambiatore, identificando eventuali fenomeni di bypass o di accumulo. Si sottolinea che per questo caso di studio non si considererà più tutto l'apparato d'impianto a cui è legato lo scambiatore, ma si prenderanno delle sezioni del condotto, in modo da poter analizzare solamente l'effettivo tratto di fumi che partecipa allo scambio termico. Di seguito viene riportata l'immagine raffigurante la disposizione dall'alto del fascio tubiero:



IN LINE COIL (ILC) THERMAL CALCULATION SPREADSHEET

Figura 4.6: Dsiposizione del fascio tubiero nell'ILC

Come si evince dalla figura 4.16, la serpentina può essere schematicamente suddivisa in 11 colonne chiamate *Rows*. Si possono in questo modo definire delle sezioni. Ognuna di esse comprende al suo interno una colonna del fascio tubiero, rendendo il problema suddivisibile ed analizzabile in più parti distinte. Di seguito viene riportato il calcolo completo della 1° sezione.<sup>2</sup>

Si specifica fin da subito che la sezione di scambiatore considerata non è quella nell'immagine 4.16 poichè nel calcolo si farà riferimento all'*area bagnata* a partire dal diametro interno dello Shell.

Per eseguire il calcolo dell'area bagnata in una sezione circolare, si sono seguiti i seguenti passaggi:

#### 1. Determinazione del livello idrico h

Per determinare l'area bagnata da un fluido all'interno di una sezione circolare, è fondamentale conoscere il *livello idrico*, ovvero l'altezza h del fluido dalla parte inferiore della circonferenza, come si può vedere dalla figura 4.7.



**Figura 4.7:** Condotto a sezione circolare con indicazione del diametro interno  $D_i$ , del livello idrico h e dell'angolo al centro  $\alpha$ 

Il valore di h si ottiene mediante misurazioni o calcoli geometrici relativi alla configurazione del fluido all'interno del condotto, che si ricorda nel caso in esame essere quello dei fumi.

 $<sup>^2\</sup>mathrm{Si}$ riporterà solamente questo calcolo poichè le valutazioni delle aree di tutte le altre sezioni sono analoghe.



Figura 4.8: Rappresentazione dimensionale delle quote

Tramite le quote riportate nel disegno tecnico dell'ILC, si è in grado di valutare il livello idrico attraverso la relazione:

$$h = h_1 + R_{est} + f = 84 + 21, 1 + 20, 465 = 125, 565 \ [mm] \tag{4.12}$$

dove:

- $h_1$  indica la distanza tra il centro del tubo e la parete interna dello shell.
- $R_{est}$  è il raggio esterno di un tubo.
- f rappresenta la distanza tra il diametro esterno di un tubo e la linea che definisce il livello idrico.

# 2. Calcolo dell'angolo al centro $\alpha$

Una volta noto il livello idrico h, è possibile calcolare l'angolo centrale  $\alpha$  (espresso in radianti) che delimita il "segmento umido", così da poter quindi ricavare l'area corrispondente. Dalla geometria del cerchio, se si considera una sezione circolare di raggio R ed il fluido lo riempie fino ad un'altezza h (con  $0 \leq h \leq 2R$ ), l'angolo centrale  $\alpha$  corrispondente al segmento bagnato è determinato dalla relazione:

$$\alpha = 2 \arccos\left(1 - 2\frac{h}{D_i}\right) = 83,01^\circ \simeq 1,44 \ [rad]$$
 (4.13)

A questo punto si riesce a calcolare l'area bagnata, che nel caso di studio rappresenta proprio l'area della 1° sezione dell'ILC.

#### 3. Calcolo dell'area A

$$A_{bagnata} = \frac{\alpha[rad] - \sin(\alpha[^{\circ}])}{8} D_i^2 = 57039, 29 \ [mm^2]$$
(4.14)

Un ulteriore calcolo che è possibile fare è la valutazione dell'area netta attraversata dal Tail Gas, andando a sottrarre all'equazione appena calcolata l'area di ogni tubo presente nella "Row" in esame:

$$A_{netta} = A_{bagnata} - N_{tubi} A_{est-tubi} = 50046 \ [mm^2] \tag{4.15}$$

Di seguito si riporta la tabella<sup>3</sup> con tutti i calcoli eseguiti su tutte le 11 sezioni che dividono la superficie di entrata (e di uscita) dello scambiatore lato fumi:

	1°ROW	2°ROW	3°ROW	4°ROW	5°ROW	6°ROW
$N^{o}$ tubi x Row	5	7	9	10	9	10
Distanza centro tubo-shell $\left[ H\right]$	84	[x]	$[\mathbf{x}]$	[x]	[x]	$[\mathbf{x}]$
Tubi altezza triangolo $[H_{trg}]$	$83,\!13$	$83,\!13$	$83,\!13$	$83,\!13$	$83,\!13$	$83,\!13$
Distanza esterna tra tubi $\left[d\right]$	40,93	40,93	40,93	40,93	40,93	40,93
Mezza distanza tra tubi $\left[f\right]$	$20,\!47$	$20,\!47$	$20,\!47$	20,47	20,47	$20,\!47$
Livello idrico $[h]$	$125,\!57$	208,70	$291,\!83$	$374,\!97$	$458,\!10$	$541,\!24$
Angolo al centro $\alpha$ [rad]	1.45	1.90	2.28	2.64	2.97	3.31
Angolo al centro $\alpha$ [°]	83	108	131	151	170	189
Sezione bagnata Shell $[mm^2]$	$57039,\!29$	$118840,\!24$	$190714,\!03$	$268982,\!81$	$350850,\!07$	$433887,\!95$
Sezione bagnata x Row $[mm^2]$	$57039,\!29$	61800, 95	71873,79	78268.79	81867.26	83037.88
Sezione Tail Gas netta $[mm^2]$	50046	$52010,\!27$	59285,77	$64282,\!10$	$69279,\!24$	$69051,\!19$

Tabella 4.4: Calcolo delle Aree - Parte 1

	7°ROW	8°ROW	9°ROW	10°ROW	11°ROW
$N^{o}$ tubi x Row	9	10	9	7	5
Distanza centro tubo-shell $\left[ H\right]$	$[\mathbf{x}]$	$[\mathbf{x}]$	$[\mathbf{x}]$	$[\mathbf{x}]$	$[\mathbf{x}]$
Tubi altezza triangolo $[H_{trg}]$	$83,\!13$	$83,\!13$	$83,\!13$	$83,\!13$	$83,\!13$
Distanza esterna tra tubi $\left[d\right]$	40,93	$40,\!93$	$40,\!93$	40,93	40,93
Mezza distanza tra tubi $\left[f\right]$	$20,\!47$	$20,\!47$	$20,\!47$	$20,\!47$	$20,\!47$
Livello idrico $[h]$	$624,\!37$	$707,\!50$	$790,\!64$	$873,\!77$	$999,\!34$
Angolo al centro $\alpha$ [rad]	$3,\!64$	$4,\!00$	$4,\!38$	4,83	$6,\!18$
Angolo al centro $\alpha$ [°]	209	229	251	277	354
Sezione bagnata Shell $[mm^2]$	$515773,\!85$	$594081,\!64$	$666019,\!20$	$727919,\!37$	$785375,\!43$
Sezione bagnata x Row $[mm^2]$	81885,90	78307,79	$71937,\!57$	61900, 16	$57456,\!07$
Sezione Tail Gas netta $[mm^2]$	$69297,\!88$	64321,11	$59349,\!55$	$52109,\!48$	50462,73

Tabella 4.5: Calcolo delle Aree - Parte 2

Dopo aver calcolato con precisione le aree di ciascuna sezione attraversata dai fumi, si è proceduto con la suddivisione delle superfici di entrata e uscita del flusso in base a questi valori. Questo passaggio è fondamentale per garantire un'analisi più accurata

 $<sup>^{3}</sup>$ la tabella è stata divisa in due parti per mancanza di spazio

del comportamento del fluido all'interno dello scambiatore di calore, in quanto permette di modellare in maniera realistica la distribuzione dei gas all'interno del sistema. Giunti a questo punto, il prossimo passaggio è la modifica delle due superfici nel modello CAD all'interno del software SimScale. Tuttavia si è riscontrata la limitata flessibilità di SimScale nella modifica della geometria. Il software, infatti, non permette di effettuare modifiche così dettagliate direttamente all'interno dell'interfaccia di progettazione. Per ovviare a questa limitazione, si è scelto di esportare il modello CAD originario e modificarlo esternamente utilizzando Creo Parametric, un software di modellazione 3D, consentendo così di suddividere con precisione le superfici di ingresso e uscita dei fumi secondo le aree precedentemente calcolate.

Una volta effettuata la suddivisione delle sezioni in Creo Parametric, il modello è stato reimportato all'interno di SimScale, mantenendo le nuove geometrie pronte per le simulazioni.

# 4.2.2 Valutazione della portata

La prima fase della simulazione è stata concepita per concentrarsi esclusivamente sul volume dei fumi, escludendo la parte relativa ai tubi dell'olio. In questo modo, l'obiettivo è valutare il flusso dei fumi che investono i tubi dello scambiatore senza considerare l'effetto che ha l'olio sul fenomeno. La simulazione fluidodinamica è stata condotta considerando il fluido incomprimibile; di conseguenza, non viene compiuta alcuna analisi termica. Questo consente di ottenere dati accurati sulla distribuzione delle velocità all'interno del sistema. L'approccio permette inoltre di stabilire una base di riferimento che sarà successivamente integrata con le ulteriori simulazioni, includendo l'effetto dell'olio e l'analisi termica, per valutare in maniera completa l'interazione tra i due flussi e il fenomeno del blow-by. Di seguito si riporta la geometria modificata del volume dei fumi:



Figura 4.9: Modello 3D del volume di fumi con le sezioni inserite



Figura 4.11: Rappresentazione della mesh creata

La scelta delle condizioni al contorno è stata eseguita basandosi sui parametri di design forniti dall'azienda, in particolare:

- La velocità di ingresso dei fumi (Velocity Inlet), pari a 38,55 m/s, è stata ricavata dai calcoli fatti in precedenza, sula base della portata in massa in input (30850 kg/h) all'ILC. Per questo tipo di analisi la velocità verrà considerata costante in tutte le sezioni che compongono la superficie.
- La pressione valutata sulla superficie di uscita allo scambiatore (*Pressure Outlet*) è posta pari a zero in quanto, per lo studio che si sta eseguendo ed in base alla geometria considerata, si suppone che oltre ad essa vi sia l'ambiente esterno (pari alla pressione atmosferica).
- La superficie esterna di contorno che delimita il volume dei fumi e definisce il condotto dell'ILC viene considerata come parete, di conseguenza viene definita come di tipo *Wall* nelle condizioni al contorno; inoltre si assume la condizione di aderenza alla parete *Non-slip condition*.

Va specificata un'ulteriore condizione fondamentale ai fini dell'analisi, ovvero quello che si vuole ottenere dalla suddetta simulazione. Il parametro da osservare ed analizzare è la velocità di uscita dei fumi da ogni sezione precedentemente creata, così da poter poi calcolare la portata di tail gas. Questo risultato verrà poi utilizzato nelle prossime simulazioni per l'analisi termofluidodinamica delle singole "rows" che compongono lo scambiatore. Di seguito sono riportate le immagini della simulazione:



(a) Sezione frontale del volume di fumi

(b) Sezione dall'alto

Si vuole sottolineare che il colore blu, corrispondente ad una velocità uguale a zero, indica semplicemente che l'analisi di velocità non considera l'olio circolante all'interno della serpentina.



(a) Sezione laterale, che illustra meglio il comportamento dei fumi rispetto alla geometria della serpentina

(b) Linee di flusso dei fumi

Quello che interessa alla nostra analisi è però la velocità che si registra all'uscita di ogni sezione. Per ricavare questi valori è necessario definire, nella fase di impostazione della simulazione, ognuna delle aree. Questo può essere fatto attraverso l'uso di due comandi: *Area Average* e *Area Integral*. Sono delle impostazioni di SimScale che si riferiscono a operazioni matematiche applicate su una determinata superficie precedentemente selezionata. "Area average" calcola il valore medio di una grandezza fisica secondo la formula:

$$A_{average} = \frac{\int v \, dA}{A} \, [m/s] \tag{4.16}$$

Per quanto riguarda invece "area integral" ne calcola l'integrale:

$$A_{integral} = \int v \, dA \, [m/s \, m^2] \tag{4.17}$$

Attraverso queste due equazioni matematiche si riescono ad ottenere i valori di velocità cercati.



**Figura 4.14:** Grafico nel tempo della velocità media,rispetto all'asse z, per ogni sezione di uscita



Figura 4.15: Grafico nel tempo dell'integrale di velocità rispetto ad ogni sezione d'uscita

Come si può vedere dalle figure 4.14 e 4.15, sono rappresentate 11 curve, ognuna delle quali descrive l'andamento di velocità a regime in quella sezione. Nei grafici sono definite dal nome *face*, e sono state posizionate in ordine crescente in base alla visualizzazione (es. face2248 = 1°Row, face2242=2°Row,etc.). Si nota subito che gli andamenti delle velocità differiscono al variare della sezione che si sta considerando. In particolare si può confrontare ad esempio la  $1^{\circ}Row$  e la  $6^{\circ}Row$ , osservando una minore componente di velocità per quest'ultima, dovuta alla maggiore presenza di

N°ROW	1	2	3	4	5	6
Velocità integrale $[(m/s) m^2]$	2,351	2,523	2,831	2,969	3,076	$3,\!151$
Velocità media $[m/s]$	39,383	40,321	39,065	37,709	37,535	37,669

tubi per quella sezione. Di seguito vengono riportate le tabelle con i valori di velocità trovati attraverso i due metodi:

 Tabella 4.6:
 Calcoli della velocità integrale e media per le righe 1-6

N°ROW	7	8	9	10	11
Velocità integrale $[(m/s) m^2]$	3,100	2,981	2,813	2,480	2,202
Velocità media $[m/s]$	37,747	37,981	39,064	40,083	$38,\!985$

Tabella 4.7: Calcoli della velocità integrale e media per le righe 7-11

A questo punto si ha la possibilità di calcolare la portata in massa. E' però di fondamentale importanza specificare una condizione che è stata supposta per lo studio dello scambiatore: la portata in massa uscente da ogni sezione, calcolabile attraverso i valori di velocità ottenuti dalla simulazione, verrà considerata uguale a quella entrante nella medesima sezione; questo indica una costanza della portata in massa uscente, tramite l'utilizzo della formula:

$$\dot{m} = \rho \, A_{sez.} \, v \tag{4.18}$$

Nelle tabelle 4.8 e 4.9 sono indicati i valori delle portate calcolate utilizzando entrambi i metodi:

N°ROW	$\parallel$ 1	2	3	4	5	6
$\dot{m}_{avg}~[kg/h]$	2183,48	2422,10	2729,13	2868,80	2986,85	3040,37
$\dot{m}_{int}$ [kg/h]	2285,49	2453,01	$2752,\!34$	2886,38	2990,30	$3063,\!31$

Tabella 4.8: Portata massica calcolata per le righe 1-6

N°ROW	7	8	9	10	11
$\dot{m}_{avg}~[{ m kg/h}]$	3004,40	$2890,\!93$	2731,48	2411,67	2177,21
$\dot{m}_{int}$ [kg/h]	3013,48	$2897,\!61$	2734,97	2411,43	2141,01

Tabella 4.9: Portata massica calcolata per le righe 7-11

In conclusione al calcolo, si è fatta una verifica legata alla differenza tra la portata in massa totale ottenuta tramite la somma dei valori definiti dalla simulazione, con quella di progetto, pari a 30850 kg/h. Il valore di convergenza che si è ottenuto è pari al 97%, dimostrando una ottima concordanza con il valore di design.

# 4.2.3 Analisi del Blow-By

Dopo aver determinato la portata in massa in ogni sezione, si procede con le analisi termofluidodinamiche focalizzate sulle singole sezioni dello scambiatore. Questo approccio permette di isolare e analizzare il comportamento del fluido in ciascuna porzione, riuscendo così a valutare numericamente il fattore di blow-by. L'obiettivo è comprendere in dettaglio le perdite e le inefficienze locali, contribuendo così a una progettazione ottimizzata dello scambiatore di calore. Per ragioni legate al tempo impiegato nella simulazione e alla geometria dell'ILC, si è deciso di analizzare nel dettaglio non tutte le 11 sezioni che compongono la superficie, ma solamente quelle dove l'effetto del blow-by si ipotizza essere più significativo. Per questo motivo le sezioni esaminate saranno la 1°, la 2° e la 5°, alle quali corrispondono le zone con maggiore presenza di vuoti, come si può osservare dalla figura 4.16.



Figura 4.16: Dsiposizione del fascio tubiero nell'ILC

La scelta di queste tre sezioni è anche dovuta alla disposizione del fascio di tubi; infatti, essendo la serpentina simmetrica rispetto al piano verticale, si suppone che le sezioni simmetriche alle tre scelte (ossia la 7°, la 10° e l'11°) registrino lo stesso fattore di blow-by.

# 4.2.3.1 1° Row

La prima sezione presa in considerazione risulta essere anche la più importante da analizzare, poichè contiene (assieme all'11°) il minor numero di tubi, di conseguenza ha un'area vuota più estesa rispetto a tutte le altre. Si procede quindi con la modifica della geometria direttamente nell'ambiente di SimScale, per l'ottenimento della singola "striscia"; questo viene fatto attraverso il comando *Split*. Una volta compiuto il taglio, si ottiene la prima sezione:



(a) Rappresentazione della 1°Row



(b) Rappresentazione della 1°Row con vista dall'alto

Dalle figure 4.17a e 4.17b si vuole evidenziare che è stato sezionato tutto l'ILC, con gli elementi al suo interno, a differenza della simulazione precedente dove si considerava soltanto il volume di fumi. Una volta compiuta la modifica, si procede con l'impostazione della simulazione, inserendo le dovute condizioni al contorno:

- Sulla superficie di entrata del tail gas è stata inserito il valore di portata massica ottenuta dalla simulazione precedente, in questo caso 2285 kg/h. Oltre a questo è stata posta una condizione iniziale di temperatura pari a 600°C, come definito dal progetto iniziale.
- Sulla superficie di uscita tail gas è stato posta una condizione al contorno di pressione relativa nulla poichè ,essendo la fine della geometria, di conseguenza si ipotizza al di fuori di essa una  $P_{gauge} = 0$  [bar].
- La condizione al contorno legata alla velocità dell'olio in ingresso alla serpentina risulta essere pari a 7500 kg/h, come specificato dall'azienda.
- Per quanto riguarda la condizione sull'uscita dell'olio dalla prima sezione (corrispondente all'uscita dal 5° tubo), si è scelto di applicare una *pressure* outlet pari a 0 [bar], considerando così la geometria come isolata, e quindi l'uscita che dà sull'ambiente esterno.
- Il condotto esterno in acciaio viene posto come condizione di tipo *Wall*, con l'inserimento dei valori numerici specificati dall'ingegnere Lalanne su coefficiente di scambio termico, pari a 10  $W/K m^2$ , e temperatura ambiente, uguale a 20 °C,

Dopo aver inserito le dovute condizioni al contorno, si può procedere con la creazione della mesh:



Figura 4.18: Mesh della 1° sezione

Si evidenzia dalla figura riportata che la raffinatezza della mesh (*finessess*) è stata posta ad un valore relativamente alto per ottenere una maggior precisione sui risultati. Inoltre è stato impostato un alto livello di raffinamento della mesh nelle zone di entrata ed uscita fumi, tramite il comando *Inflate boundary layer*. Questo crea degli strati di celle sottili vicino alle pareti solide, il cui numero è stato scelto pari a 3.

Un ulteriore elemento che è stato inserito per rendere la simulazione ancora più precisa è il *Probe Point*. I probe points sono punti specifici definiti dall'utente all'interno del dominio di simulazione, utilizzati per monitorare i valori delle grandezze fisiche. Questi punti sono stati posizionati nelle zone di maggior vuoto, così da poter confrontare i valori ottenuti.

Di seguito le immagini che definiscono gli andamenti di temperatura e di velocità lungo la sezione:



Figura 4.19: Andamento della temperatura lungo la 1° Row



 Temperature
 °C
 ~

 400
 450
 500
 550
 600
 650

(a) Valori di temperatura riscontrati nella sezione di uscita della 1° Row



(b) Andamento della temperatura nel piano trasversale rispetto alla 1°Row



(c) Andamento delle velocità lungo la 1°Row

(d) Mappa della velocità nel piano trasversale rispetto alla 1°Row

Dalle figure sopra elencate si notano diverse zone nelle quali la velocità (e quindi la temperatura) assume valori elevati. In particolare si osserva un'ampia porzione di fumi nella quale, non essendoci alcun tubo, le velocità sono indisturbate e i fumi scorrono senza alcun rallentamento. Successivamente si riscontrano alti valori di velocità anche nella parte destra, vicino allo spigolo del condotto, e tra i tubi centrali della serpentina; questo è legato al fatto che, per come è stato progettato il fascio tubiero, si hanno in questa porzione pochi tubi. Fatte queste considerazioni, si è proseguito con il calcolo delle aree che interessano il fenomeno del blow-by<sup>4</sup>. Le tre zone hanno area rispettivamente di:

- $A_1 = 20743, 9 \ [mm^2]$
- $A_2 = 4891, 49 \ [mm^2]$
- $A_3 = 2270 \ [mm^2]$

Per quantificare la velocità che si ha all'interno di queste zone di bypass si fa una media dei valori ottenuti dai probe points inseriti precedentemente lungo i tratti di condotto che si pensava non fossero influenzati. Per le tre zone si ottengono:

- $v_1 = 55, 57 [m/s]$
- $v_2 = 45 \ [m/s]$
- $v_3 = 52 [m/s]$

 $<sup>^4\</sup>mathrm{Il}$  calcolo delle aree non viene mostrato poichè sono semplici calcoli geometrici

Dopo aver determinato le porzioni di area interessate dal fenomeno di blow by e aver ottenuto i valori di velocità nei punti specifici grazie ai probe points impostati nella simulazione, è ora possibile calcolare la portata in massa che bypassa i tubi, ottenendo il valore effettivo del blow-by. Si calcola di seguito i valori di portata per ogni zona:

- $\dot{m}_1 = \rho A_1 v_1 = 0,311 [kg/s] = 1120,46 [kg/h]$
- $\dot{m}_2 = \rho A_2 v_2 = 0,059 [kg/s] = 213,95 [kg/h]$
- $\dot{m}_3 = \rho A_3 v_3 = 0,0318 [kg/s] = 114,73 [kg/h] N_{zone} = 458,93 [kg/h]$

Adesso rapportando le portate di blow-by calcolate per ciascuna sezione, con la portata in massa totale in entrata si ottiene:

- $F_{blow-by-1} = \frac{\dot{m}_1}{\dot{M}_1} = 0,490$
- $F_{blow-by-2} = \frac{\dot{m}_2}{\dot{M}_2} = 0,0936$
- $F_{blow-by-3} = \frac{\dot{m}_3}{\dot{M}_3} = 0,200$

Facendo ora una semplice somma dei coefficienti trovati, si ottiene il valore totale di blow-by:

$$F_{Blow-By} = 0,784 = 78,4\% \tag{4.19}$$
### 4.2.3.2 2° Row

Nella seconda sezione, l'analisi non sarà descritta dettagliatamente come nella precedente; si procederà invece direttamente alla presentazione dei risultati ottenuti, sia in forma grafica che numerica. In questo modo si riesce a fornire una visione chiara e immediata dell'andamento del fenomeno, concentrandosi sugli aspetti più rilevanti senza soffermarsi sulle fasi intermedie del processo di calcolo, che sono analoghe per ognuna delle sezioni analizzate.

I risultati permetteranno comunque di valutare l'effettiva incidenza del blow-by nella sezione considerata. Le condizioni al contorno rimangono le medesime della 1° Row, tranne per le condizioni di *velocity inlet* del feedstock oil e del tail gas. Per il primo fluido si prende la velocità che si valuta all'uscita del fascio di tubi sezionato, ovvero 2,63 [m/s]. Per il secondo fluido, invece, si considera la portata in massa precedentemente calcolata, corrispondente alla 2° Row, ovvero 2453 [kg/h].

Di seguito vengono riportate le immagini raffiguranti gli andamenti di temperatura e velocità lungo il volume sezionato:



(a) Modello tridimensionale della 2° Row



(b) Vista dall'alto della 2° Row



Figura 4.22: Vista frontale 2° Row con inserimento dei probe points

Dalla figura 4.22 si può osservare il posizionamento dei probe points all'interno del volume. La collocazione dei punti è corrispondente alla zona dove la distanza tra serpentina e condotto esterno è massima; di conseguenza, il loro posizionamento è stato fatto lungo lo stesso asse, considerando le zone più cruciali per i risultati della simulazione. In questo modo si ha la possibilità di registrare gli andamenti delle grandezze fisiche principali nei punti selezionati.





(a) Andamento della temperatura dei fumi all'interno della 2° Row

(b) Tratto di sezione verticale, con andamento della temperatura

#### Figura 4.23

Dalle figure 4.23a e 4.23b si può osservare come il campo di temperatura del tail gas vari all'interno della striscia. Si mette in particolare luce la prima figura, dove si vede in maniera più evidente la zona di blow-by, nella quale le temperature rimangono elevate, attorno ai 580 °C. Un'altra zona nella quale gli andamenti di temperatura sono singolari è quella di sinistra, dove si ha un comportamento opposto dei fumi, rispetto a quello descritto per la parte di destra. Dalla legenda si evince che in quella porzione di scambiatore le temperature si abbassano. Questo è dovuto allo spazio minimo che i gas caldi hanno per passare tra l'interno dello shell e il tubo di sinistra; questo fenomeno è visibile maggiormente una volta mostrato l'andamento del campo di velocità.



(a) Andamento del campo di velocità dei fumi lungo il volume



(c) Ingrandimento sulla zona sinistra del campo di velocità della 2° Row



(b) Andamento del campo di velocità nella sezione interna alla 2° Row



(d) Ingrandimento della sezione verticale del volume di fumi riferito al campo di velocità

### Figura 4.24

Le figure soprastanti mostrano i risultati della simulazione per il campo di velocità dei fumi caldi che incidono sulla serpentina. Come ci si poteva aspettare, la porzione di destra risulta essere quella meno influenzata dalla presenza dei tubi; difatti, la velocità media aumenta considerevolmente a causa del restringimento dell'area di attraversamento dei fumi.

Dalla figura 4.24b si vede l'andamento di velocità all'interno della sezione, concorde con quello della temperatura mostrato precedentemente. Rispetto alla 1° Row, il bypass dei fumi è circoscritto nell'estremo destro. Questo è dovuto a un maggior numero di tubi presenti nella striscia; di conseguenza, si ha un maggior scambio termico tra tail gas e olio circolante. In precedenza è stata sottolineata la particolarità che si ha dalla parte opposta rispetto alla zona di blow-by; nella figura 4.24c vi è un ingrandimento della zona. Come per il campo di temperatura, anche nella visualizzazione dell'andamento della velocità si nota la zona critica tra la parete interna dello shell ed il primo tubo. Si nota una diminuzione importante di velocità, raggiungendo valori fino a 24 [m/s], quasi la metà della velocità in ingresso. Questo potrebbe essere dovuto a un ridotto effetto convettivo in questa zona, con una possibile stagnazione del fluido. Questa condizione di stagnazione può ridurre l'efficienza dello scambiatore, poiché il trasporto di energia (e quindi lo scambio termico) dipende in buona parte dal movimento del fluido. Se il flusso rallenta molto, la capacità di ricircolo contro la parete si abbassa, penalizzando il trasferimento di calore in quell'area.

Fatte queste considerazioni, si procede con il calcolo dell'area che interessa il fenomeno del blow-by<sup>5</sup>. Compiuti i dovuti calcoli geometrici per l'ottenimento dell'area, si ottiene un valore pari a  $A = 9054, 96 \ [mm^2]$ .

Per quantificare la velocità di bypass dei fumi si fa, come per l'analisi precedente, una media dei valori ottenuti dai probe points, inseriti durante la fase di impostazione della simulazione, lungo il tratto di condotto. Il risultato raggiunto è di  $v = 54,02 \ [m/s]$ . Una volta trovati i parametri incogniti, si effettua la valutazione della portata di fumi passante:

$$\dot{m} = \rho A v = 0,132 [kg/s] = 476,928 [kg/h]$$
(4.20)

Ed infine ottenere il fattore di blow-by della 2° Row:

$$F_{Blow-by-2^{\circ}Row} = \frac{\dot{m}}{\dot{M}} = 0,194 = 19,4\%$$
(4.21)

<sup>&</sup>lt;sup>5</sup>Il calcolo dell'area non viene mostrato poichè vengono fatti calcoli e considerazioni geometriche analoghe a quelle fatte per la 1 °Row, a differenza che il numero di aree è in questo caso una sola

#### 4.2.3.3 5° Row

L'analisi della sezione viene fatta allo stesso modo della 2° Row, quindi non inserendo i calcoli. Inoltre si evidenziano solamente i valori numerici delle condizioni al contorno per gli ingressi di olio e gas, che sono rispettivamente 2,71 [m/s] e 2990 [kg/h]; le condizioni al contorno restanti sono le medesime della 1° e della 2° simulazione. Di seguito le immagini raffiguranti la 5° Row:





(a) Modello tridimensionale della 5° Row

(b) Vista dall'alto della 5° Row



Figura 4.26: Vista frontale 2° Row con inserimento dei probe points

come si vede dalla figura 4.25b, le zone di maggior vuoto in questo caso risultano essere simmetriche rispetto al centro, agli estremi della sezione. In figura 4.26 viene mostrato il posizionamento dei probe points. Per questa simulazione si è deciso di aumentarne il numero, cercando di ottenere una maggiore precisione nei risultati.



(a) Andamento della temperatura dei fumi all'interno della 5° Row



(b) Tratto di sezione verticale della 5° Row, con andamento della temperatura

Dalle figure 4.27a e figure 4.27b si nota un profilo di temperatura più uniforme rispetto alle analisi precedenti, dovuta ad una migliore distribuzione del fascio di tubi all'interno del volume. Tuttavia si hanno comunque zone dove le temperature raggiunte rimangono elevate (circa 600 °C).



(a) Andamento del campo di velocità dei fumi lungo il volume della 5° Row



(b) Andamento del campo di velocità nella sezione interna alla 5° Row

Dall'osservazione delle figure 4.28a e 4.28b, si può affermare quello che era stato detto guardando la distribuzione della temperatura dei fumi, ovvero una buona uniformità del flusso. Nonostante ciò, anche se in minor parte, l'effetto del blow-by viene registrato, in particolare nelle zone delle estremità del condotto. Dalla seconda immagine si possono inoltre osservare le zone nelle quali si ha l'incisione del flusso di fumi contro i tubi, denotando un brusco rallentamento di questi ultimi.



(a) Campo di velocità rispetto alla sezione dei fumi



(b) Ingradimento sulle *streamlines* nella zona di collisione tra fumi e tubi

Nell'immagine 4.29a si può vedere meglio quello che è stato detto in precedenza, ovvero che, nonostante la buona distribuzione delle velocità dovuta al maggior riempimento del volume da parte dei tubi, sono comunque presenti zone di blowby agli estremi. Nella figura 4.29b si mostra uno zoom delle *streamlines*, le quali descrivono il flusso di fumi incidente sui tubi, denotando deviazione delle linee di corrente e aumento della velocità nei punti di "scavallamento" dei tubi.

Si procede a questo punto con il calcolo delle aree di bypass dei fumi e la valutazione delle velocità medie in queste due porzioni di volume. Essendo simmetrica, le aree della 5° Row risultano essere della stessa dimensione, ovvero  $A_1 = A_2 = 7257,667 \ [mm^2]$ . Per quanto riguarda la velocità, si riportano nelle figure 4.30 e 4.31 i grafici raffiguranti le velocità registrate nei 5 probe points nella fascia sinistra e i 5 in quella di destra:



Figura 4.30: Velocità medie registrate dai probe point della zona destra



Figura 4.31: velocità medie registrate dai probe point della zona sinistra

Si sottolinea il fatto che per entrambi i grafici, l'ordine con cui sono stati nominati i punti corrisponde al loro posizionamento lungo la 5° Row, partendo dall'ingresso (fare riferimento alla figura 4.26). Si evince che in entrambi i tratti analizzati, il *Point* 4 risulta essere quello con maggiore velocità, pur non essendo quello corrispondente all'uscita dal tratto dei tubi (*Point 5*). Facendo le medie delle velocità si ottengono  $v_1 = 51, 98 [m/s]$  e  $v_2 = 50 [m/s]$ . Una volta trovate le aree e le velocità, si procede con la valutazione della portata di fumi di ciascun tratto, per l'ottenimento del fattore di blow-by della 5° Row:

$$F_{Blow-by-5^{\circ}Row} = 0,112 + 0,118 = 0,241 = 24,1\%$$
(4.22)

#### 4.2.3.4 Risultati

Dopo aver effettuato le simulazioni sulle diverse sezioni, è stato possibile determinare i valori del blow-by per ciascuna di esse. I risultati ottenuti forniscono una visione dettagliata della distribuzione del fenomeno lungo le varie sezioni analizzate. Di seguito, viene riportata la tabella complessiva che raccoglie tutti i valori calcolati, consentendo un confronto diretto tra le diverse configurazioni e facilitando l'interpretazione dei dati.

	1° ROW	2° ROW	3° ROW	4° ROW	5° ROW	6° ROW
Area 1 $[mm^2]$	20743,9	9054,965			7257,667	
Velocità 1 $[m/s]$	$55,\!57$	$54,\!19$			51,98	
Blow-By 1° zona [%]	49%	19%			$12,\!3\%$	
Area 2 $[mm^2]$	4891,49				7257,667	
Velocità 2 $[m/s]$	45				50,08	
Blow-By 2° zona [%]	9%				11,8%	
Area 3 $[mm^2]$	2270					
Velocità 3 $[m/s]$	52					
Blow-By 3° zona [%]	20%					
Blow-By Totale	78,5%	19,4%	5%	5%	24,1 $%$	5%

Tabella 4.10: Calcolo del Blow-by (Rows 1°-6°)

	7° ROW	8° ROW	9° ROW	10° ROW	11° ROW
Area 1 $[mm^2]$ Velocità 1 $[m/s]$ Blow-By 1°zona [%]	$\begin{array}{c c} 7257,667\\ 51,98\\ 12,2\% \end{array}$			$\begin{array}{c}9054,965\\54,19\\19,8\%\end{array}$	$\begin{array}{c c} 20743,9\\ 55,57\\ 52,3\%\end{array}$
Area 2 $[mm^2]$ Velocità 2 $[m/s]$ Blow-By 2°Zona [%]	$\begin{array}{c c} 7257,667\\ 50,08\\ 11,7\% \end{array}$				$\begin{array}{c c} 4891, 49 \\ 45 \\ 10,0\% \end{array}$
Area 3 $[mm^2]$ Velocità 3 $[m/s]$ Blow-By 3°Zona [%]					$\begin{array}{c} 2270 \\ 52 \\ 21\% \end{array}$
Blow-By Totale	23,9%	5%	5%	19,8%	83,8%

Tabella 4.11: Calcolo del Blow-by (Rows 7°-11°)

Nelle tabelle 4.10 e 4.11 sono inseriti i valori dei parametri calcolati in precedenza, rispetto a tutte le 11 sezioni che dividono lo scambiatore. Per comprendere meglio la disposizione delle tabelle, si specifica che le righe corrispondono ad una zona di blow-by valutata per quella sezione. Quindi per la 1° Row sono riportate le tre zone nelle quali avviene il fenomeno, ognuna descritta dai parametri principali precedentemente calcolati. Per la 2° Row invece si era analizzata solamente una zona, e così via anche per la 5° Row. Si ricorda la condizione iniziale secondo la quale si ipotizzava che gli effetti di blow-by nelle sezioni 7°, 10° e 11° fossero gli stessi di quelli studiati nelle rispettive sezioni, ovvero 1°, 2° e 5°, essendo la geometria del fascio tubiero simmetrica; pertanto i risultati numerici sono i medesimi.

Va fatta presente un'ulteriore ipotesi introduttiva allo studio, ossia quella della non considerazione dell'effetto di blow-by per le sezioni  $3^{\circ}$ ,  $4^{\circ}$ ,  $6^{\circ}$ ,  $8^{\circ}$  e  $9^{\circ}$ . Ciò è motivato dal fatto che nelle sezioni appena citate, il tratto dei tubi riempie in maniera completa il condotto dei fumi; di conseguenza, si ipotizza che non ci siano effetti di blow-by significativi per la trattazione. Nonostante ciò, si è preso in considerazione un fattore di blow-by generico del 5% che possa descrivere in modo più realistico questa analisi.

Riassumendo il contenuto delle tabelle, emerge una variazione significativa del coefficiente di blow-by tra i diversi allineamenti di tubi. In particolare, alcune sezioni presentano valori molto elevati, come la 1° e l'11°, con coefficienti rispettivamente del 78,5% e dell'83,8%, mentre altre mostrano percentuali decisamente più contenute, come le sezioni 2° e 5°. Questo indica che il fenomeno del blow-by non si distribuisce in modo uniforme lungo le sezioni analizzate.

Le aree più soggette al fenomeno del blow-by sono quelle con valori di velocità mediamente più elevati e con superfici interessate più estese. Tuttavia, si osservano anche situazioni in cui, a parità di area interessata, il coefficiente di blow-by risulta inferiore, suggerendo che altri fattori, come la distribuzione locale della velocità o la geometria specifica della sezione, possano influenzare il fenomeno.

In conclusione, per ricavare il blow-by complessivo dell'intero ILC, si esegue una media aritmetica dei valori ottenuti in ogni singola sezione. L'esito dell'analisi conduce a un fattore di blow-by pari a:

$$F_{BLOW-BY} = 0,249 = 24,9\% \simeq 25\% \tag{4.23}$$

Dall'osservazione del valore numerico ottenuto, si può dedurre che una frazione significativa del flusso bypassa le superfici di scambio termico, ovvero i tubi che compongono la serpentina, riducendo l'efficienza complessiva dello scambiatore. Di conseguenza, la portata in massa effettivamente utile per lo scambio termico risulta essere il 75% del totale disponibile.

### Capitolo 5

# Conclusioni

In questa tesi abbiamo affrontato la complessa problematica della valutazione dell'effetto *blow-by* in uno scambiatore di calore, con l'obiettivo di ottenere stime più realistiche delle prestazioni termiche e di identificare le possibili aree di ottimizzazione del progetto. Il lavoro è iniziato con una revisione dettagliata dei modelli classici per il calcolo dei parametri termofluidodinamici (quali il numero di Nusselt e il fattore di attrito) e l'analisi delle formule di base, che hanno fornito il fondamento teorico necessario.

Successivamente, sono state eseguite simulazioni CFD utilizzando SimScale, focalizzandosi inizialmente sul volume dei fumi e isolando il flusso da quello dell'olio, per studiare il comportamento del fluido lungo le varie sezioni dello scambiatore. La suddivisione della geometria in segmenti (ROW) è stata realizzata mediante l'esportazione del modello CAD, la modifica con Creo Parametric e la successiva reimportazione in SimScale, permettendo così di calcolare con precisione le aree bagnate e di estrarre i dati relativi alla velocità.

Attraverso una serie di tentativi numerici, si è evidenziato come l'esclusione iniziale del blow-by portasse a valori elevati del trasferimento termico. Solo introducendo il fenomeno del blow-by, calcolato per ciascuna sezione e infine mediato, si è potuto determinare un valore complessivo pari al 25%; ciò implica che la portata in massa utile per lo scambio termico è solo il 75% del totale (si rimanda all'analisi approfondita condotta nella sezione 4.2.3.4).

In conclusione, l'integrazione del calcolo del blow-by nei modelli di simulazione si è dimostrata fondamentale per ottenere previsioni realistiche, con un impatto diretto sul dimensionamento e sulla gestione dello scambiatore di calore. L'approccio integrato sviluppato in questa tesi, che unisce analisi teorica, simulazioni numeriche e modifiche geometriche, offre un contributo all'ottimizzazione del sistema termico e apre la strada a ulteriori studi per la sua realizzazione.

### Capitolo 6

# Appendice

Vengono riportati i grafici dei valori di viscosità dinamica, densità, conduttività termica e calore specifico del feedstock oil e del tail gas:

### TAIL GAS:



Figura 6.1: Andamento della densità del TG in funzione della temp.



Figura 6.2: Andamento della viscosità dinamica del TG in funzione della temp.



Figura 6.3: Andamento della conduttività termica del TG in funzione della temp.



Figura 6.4: Andamento delcalore specifico del TG in funzione della temp.

FEEDSTOCK OIL:



Figura 6.5: Andamento della densità dell' FSK in funzione della temp.



Figura 6.6: Andamento della viscosità dinamica del FSK in funzione della temp.



Figura 6.7: Andamento della conduttività termica del FSK in funzione della temp.



Figura 6.8: Andamento del calore specifico del FSK in funzione della temp.

### Capitolo 7

# Bibliografia

- 1. Hans Dieter Baehr, Karl Stephan. «Heat and Mass Transfer». Università di Hannover, Germania.(2006).
- 2. Wolfgang Vieser, Thomas Esch, Florian Menter. «Heat Transfer Predictions using Advanced Two Equation Turbulence Models». Germania.(2002).
- Adrian Bejan, Allan D.Kraus. «HEAT TRANSFER HANDBOOK». Hoboken, New Jersey. (2003).
- 4. Myer Kutz. «Heat Transfer Calculations». McGraw-Hill Companies. 2006.
- Donald R. Pitts, Leighton E. Sissom. «Theory and Problems of Heat Transfer». McGraw-Hill. New York. (1998).
- Rajiv Mukherjee. «Effectively Design Shell-and-Tube Heat Exchangers». Chemical Engineering Process. India. (Febbraio 1998).
- Richard L. Shilling, Kenneth J. Bell, Patrick M. Bernhagen, Thomas M. Flynn, Victor M. Goldschmidt, Predrag S. Hrnjak, Klaus D. Timmerhaus. «Heat-Transfer Equipment». McGraw-Hill Companies, Inc. USA. (1999)
- Warren D. Seider, J. D. Seader, Daniel R. Lewin, Soemantri Widagdo. «Product and Process Design Principles Synthesis, Analysis, and Evaluation. Third Edition.». Jhon Wiley and Sons, Inc. USA (2009).
- Chamil Abeykoon. «Modelling of Heat Exchangers with Computational Fluid Dynamics». Aerospace Research Institute and Northwest Composites Centre, Department of Materials, Faculty of Science and Engineering, The University of Manchester, Oxford Road, M13 9PL, Manchester, UK. (2021)
- DOE Fundamental Handbook.«THERMODYNAMICS, HEAT TRANSFER, AND FLUID FLOW». U.S. Department of Energy Washington, D.C.(2003)
- T.Kuppan. «Heat Exchanger Design Handbook». L. L. Faulkner. Columbus Division, Battelle Memorial Institute and Department of Mechanical Engineering The Ohio State University Columbus, Ohio.

- 12. Nicola Forgione, Paolo di Marco.«Appunti ed Esercizi di Fisica Tecnica e Macchine Termiche». Università degli studi di Pisa.
- 13. «Guida Utente Nero di Carbonio». International Carbon Balck Association.(2022)
- Ahmed A. H. Mostafa, Essam E. Khalil, Gamal El-Hariry Waleed A.Abdelmaksoud and Emad M. Saad. «Shell And Tube Heat Exchanger Performance». Cairo University, Faculty of Engineering, Cairo, Egypt. (2017)
- 15. https://www.pipeflowcalculations.com/tables/schedule-80.xhtml
- 16. Documentazione dell'azienda fornita dall'ingegnere Jean E. Lalanne.