

# POLITECNICO DI MILANO

Scuola di Ingegneria Industriale  
Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica



*“MODELLIZZAZIONE COMPUTAZIONALE  
DI UN PRERISCALDATORE D’ARIA RIGENERATIVO  
DI TIPO LJUNGSTROM”*

Relatore: Ing. Paolo CHIESA

Co-relatore: Ing. Lucio FADABINI

Tesi di Laurea di:

Samuele RANDO Matr. 787237

Anno Accademico 2012-2013



## **Ringraziamenti**

Ringrazio il Professor Paolo Chiesa, per la disponibilità che mi ha sempre dimostrato e per i preziosi consigli che mi hanno aiutato a risolvere i numerosi problemi insorti durante lo svolgimento di questo lavoro.

Ringrazio l'Ingegnere Lucio Fadabini, per avermi guidato passo a passo nella realizzazione di questo lavoro, per il tempo che generosamente mi ha dedicato e per la cordialità con la quale mi ha accolto.



## Indice dei contenuti

Sommario .....	3
Abstract.....	5
CAPITOLO 1: Introduzione alla rigenerazione .....	7
1.1 Vantaggi offerti dalla rigenerazione .....	7
1.2 Problematiche di funzionamento e limiti operativi.....	12
1.3 Scambiatori di calore rigenerativi.....	16
1.4 Preriscaldamento dell'aria nelle caldaie convenzionali .....	18
CAPITOLO 2: Lo scambiatore Ljungstrom .....	21
2.1 Struttura geometrica dello scambiatore.....	21
2.2 Fenomeni di scambio termico.....	24
2.3 Perdite di carico .....	28
2.4 Trafilamenti di portata .....	29
CAPITOLO 3: Descrizione del modello .....	33
3.1 Caratterizzazione termofisica dei fluidi .....	33
3.2 Introduzione al modello .....	37
3.3 Schematizzazione geometrica del componente.....	39
3.4 Il modello fluidodinamico.....	45
3.5 Il modello termico.....	52
3.6 Epilogo riassuntivo .....	58
CAPITOLO 4: Analisi dei risultati .....	63
4.1 Convalida dei risultati .....	63
4.2 Analisi di sensitività (Design Componente) .....	66
4.3 Analisi parametriche (Condizioni Operative) .....	82
Bibliografia .....	93



## Sommario

Nelle moderne centrali termoelettriche a vapore, il preriscaldamento rigenerativo dell'aria di combustione è una pratica comunemente adottata, in quanto permette di abbattere le perdite energetiche associate al flusso di gas esausti scaricati al camino, contribuendo a migliorare notevolmente il rendimento del generatore di vapore. Inoltre l'aumento della temperatura dell'aria comburente accelera le reazioni di combustione, estendendo le possibilità di alimentazione all'impiego di combustibili di qualità inferiore. In quasi tutti gli impianti di interesse, il preriscaldamento dell'aria è realizzato per mezzo di uno scambiatore di calore rotativo di tipo Ljungstrom. Questo componente è costituito da una matrice cilindrica rotante, composta da numerosi lamierini ondulati, contenuta in una cappa metallica che convoglia il flusso d'aria e il flusso di gas esausti verso le rispettive sezioni di attraversamento. La rotazione del dispositivo espone le superfici dei lamierini alternativamente ad entrambi i flussi, garantendo il trasferimento di calore dai gas combusti alla corrente d'aria.

L'obiettivo principale di questo lavoro consiste nella realizzazione di un modello computazionale in grado di prevedere la prestazione di un preriscaldatore d'aria rigenerativo di tipo Ljungstrom.

***Parole chiave:*** Scambiatore di calore Ljungstrom - Preriscaldamento dell'aria - Rendimento di caldaia.





## **Abstract**

In modern power plants, the use of regenerative solutions for combustion air preheating increases substantially the boiler thermal efficiency, due to a marked reduction of energy stack losses. In addition, stability of combustion is improved and poor quality fuels can be burned efficiently. The best choice for this purpose is frequently represented by the Ljungstrom heat exchanger, a rotary regenerator that consists of a rotating matrix, composed by many heat transfer elements, through which the hot and cold fluid streams flow continuously. During the rotation the surface of each element is alternately exposed to both streams, allowing the heat transfer between them.

The present work aims to propose a computational model for the prediction of the performance of a Ljungstrom air preheater.

***Key words:*** Ljungstrom heat exchanger - Air preheating - Boiler efficiency.



# Capitolo 1

## Introduzione alla rigenerazione

All'interno di un ciclo termodinamico, il termine rigenerazione indica una soluzione impiantistica che ha lo scopo di sostituire scambi di calore tra sorgenti esterne e fluido di processo, generalmente caratterizzati da elevati salti termici, con scambi di calore interni al ciclo, caratterizzati da salti termici inferiori. In molte applicazioni di interesse energetico questa soluzione permette di migliorare il rendimento di primo principio dell'impianto (utilizzo limitato della fonte di calore esterna) e il rendimento di secondo principio (riduzione delle irreversibilità di scambio termico).

In questo capitolo si focalizza l'attenzione sulla rigenerazione applicata ai generatori di vapore installati nelle centrali termoelettriche convenzionali e si discute dei vantaggi e delle criticità operative che derivano dall'attuazione di questo intervento. Sono quindi presentate le principali soluzioni applicative che hanno permesso di realizzare la rigenerazione negli impianti esistenti.

### 1.1 Vantaggi offerti dalla rigenerazione

Il generatore di vapore, detto comunemente caldaia, ha il compito di convertire l'energia chimica contenuta nel combustibile in energia termica trasmessa al fluido evolvente, trasformandolo da liquido (condizioni di ingresso dell'acqua di alimento) a vapore con determinate caratteristiche di pressione e temperatura. In una centrale termoelettrica convenzionale, il generatore di vapore rappresenta un componente fondamentale perché la sua prestazione impatta in misura significativa sulle prestazioni dell'intero impianto.

Tra i parametri di prestazione più significativi di una centrale termoelettrica vi è sicuramente il rendimento elettrico netto dell'impianto, determinato dal rapporto tra la potenza elettrica immessa in rete e la potenza chimica introdotta col combustibile:

$$\eta_{el,NETTO} = \frac{P_{el,NETTA}}{Q_{PCI,comb}} \quad (1.01)$$

Il rendimento elettrico netto può essere espresso in funzione delle perdite energetiche che si manifestano nei componenti principali che costituiscono l'impianto:

$$\Delta\eta_i = \frac{E_{LOSS,i}}{Q_{PCI,comb}} \quad (1.02)$$

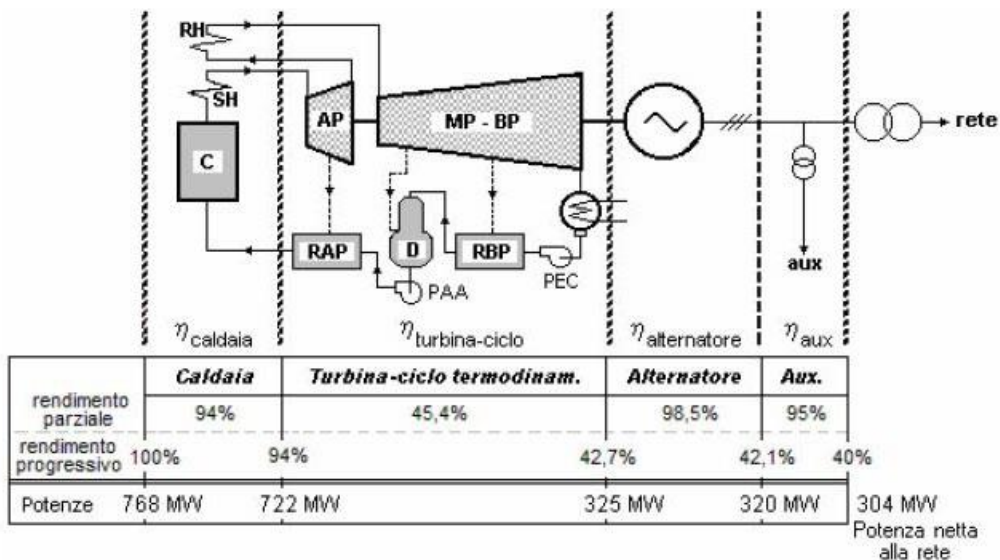
$$\eta_{el,NETTO} = 1 - \sum_i \Delta\eta_i \quad (1.03)$$

Oppure, in funzione dei rendimenti parziali di primo principio degli stessi componenti:

$$\eta_i = \frac{E_{UTILE,i}}{E_{IN,i}} = \frac{E_{IN,i} - E_{LOSS,i}}{E_{IN,i}} \quad (1.04)$$

$$\eta_{el,NETTO} = \prod_i \eta_i \quad (1.05)$$

Si consideri ad esempio una centrale termoelettrica tradizionale con ciclo a vapore subcritico (potenza elettrica lorda pari a 320 MW) e si supponga di suddividere l'impianto nei quattro macro-componenti rappresentati in figura:



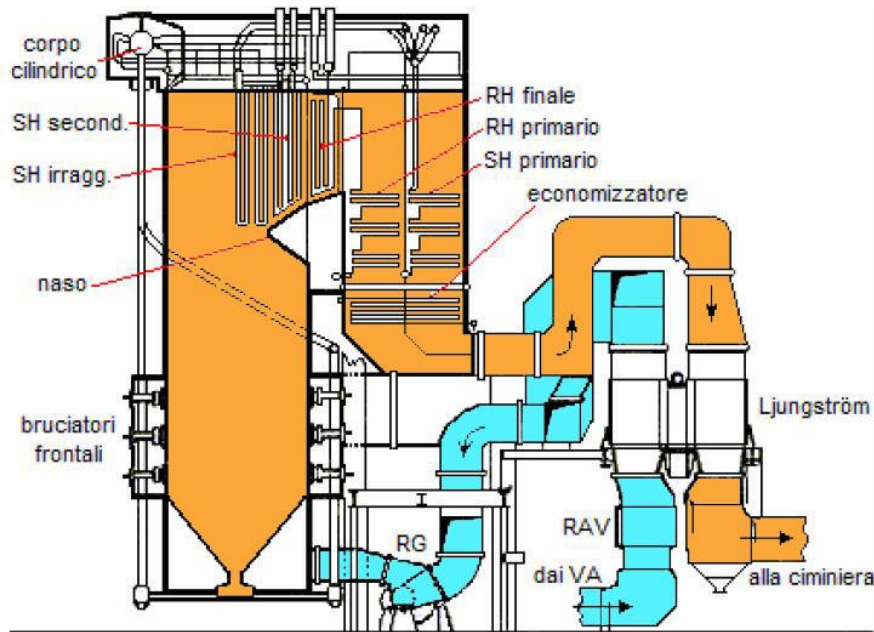
**Figura 1.01** - Centrale termoelettrica convenzionale con ciclo a vapore subcritico.

Il rendimento elettrico netto dell'impianto può essere espresso come prodotto dei diversi rendimenti parziali:

$$\eta_{el,NETTO} = \eta_{CALDAIA} \eta_{CICLO+TV} \eta_{ALT} \eta_{AUX} \simeq 40\%$$

Il rendimento dell'impianto risulta pertanto direttamente proporzionale al rendimento del generatore di vapore. Per massimizzare l'efficienza complessiva è necessario incrementare al massimo la prestazione della caldaia, introducendo uno scambiatore rigenerativo che permetta di preriscaldare l'aria in ingresso nella camera di combustione, prelevando energia dai gas combusti in uscita dall'economizzatore. Se non si effettuasse questo recupero termico, il rendimento della caldaia sarebbe molto più basso, con evidenti ripercussioni negative sulla prestazione dell'impianto. Per comprendere l'impatto della rigenerazione sulla prestazione del generatore di vapore bisogna porre l'attenzione sui principali flussi energetici che caratterizzano il funzionamento del componente.

Si consideri un volume di controllo che racchiuda il generatore di vapore nella sua interezza (camera di combustione, banchi di scambio termico col vapore, scambiatore rigenerativo):



**Figura 1.02** - Generatore di vapore per centrale termoelettrica convenzionale.

La **potenza termica in ingresso** nel generatore è data dalla somma di due contributi, l'energia associata al flusso d'aria prelevato dall'ambiente esterno e l'energia associata al flusso di combustibile:

$$\dot{Q}_{IN} = \dot{Q}_{ARIA,IN} + \dot{Q}_{COMB,IN} \quad (1.06)$$

Per il flusso d'aria si conta il solo contributo sensibile:

$$\dot{Q}_{ARIA} = \dot{m}_{ARIA} h_{T,ARIA}(T_{ARIA,IN}) \quad (1.07)$$

Per il flusso di combustibile si conta il contributo sensibile e il contributo chimico rappresentato dal potere calorifico inferiore:

$$\dot{Q}_{COMB} = \dot{m}_{COMB} h_{T,COMB}(T_{COMB,IN}) + \dot{m}_{COMB} PCI_{COMB} \quad (1.08)$$

La **potenza termica in uscita** dal rigeneratore è data dalla somma di tre contributi, l'energia rilasciata al vapore nei diversi banchi di scambio termico (effetto utile), l'energia contenuta nel flusso di gas combusti diretti al camino e l'energia dispersa in ambiente:

$$\dot{Q}_{OUT} = \dot{Q}_{UTILE} + \dot{Q}_{CAMINO} + \dot{Q}_{AMB} \quad (1.09)$$

La potenza utile rilasciata al fluido di processo può essere calcolata misurando le condizioni del vapore all'ingresso e all'uscita dei diversi banchi di scambio termico:

$$\dot{Q}_{UTILE} = \sum_i \dot{m}_{VAP,i} (h_{T,i,OUT} - h_{T,i,IN}) \quad (1.10)$$

La potenza contenuta nei gas combusti scaricati al camino è data dalla somma del contributo sensibile e del contributo chimico (presente in solo caso di combustione incompleta):

$$\dot{Q}_{CAMINO} = \dot{m}_{GAS} h_{T,GAS}(T_{GAS,CAMINO}) + \dot{m}_{GAS} PCI_{GAS} \quad (1.11)$$

La potenza termica dissipata in ambiente è una funzione complessa che dipende dalle differenze di temperature che separano l'ambiente interno del generatore dall'ambiente esterno, nonché dalla geometria e dai materiali utilizzati per la coibentazione della struttura:

$$\dot{Q}_{AMB} = f(\Delta T_{INT-EST}, \text{isolamento}) \quad (1.12)$$

Uguagliando la potenza termica entrante e la potenza termica uscente si ottiene il bilancio energetico del generatore di vapore:

$$\dot{Q}_{ARIA,IN} + \dot{Q}_{COMB,IN} = \dot{Q}_{UTILE} + \dot{Q}_{CAMINO} + \dot{Q}_{AMB} \quad (1.13)$$

Il rendimento del generatore di vapore invece è definito come:

$$\eta_{CALDAIA} = \frac{\dot{Q}_{UTILE}}{\dot{m}_{COMB} PCI_{COMB}} \quad (1.14)$$

Introdurre all'interno del generatore di vapore uno scambiatore rigenerativo che preriscalda il flusso d'aria diretto alla camera di combustione, prelevando energia dai gas combusti in uscita dall'economizzatore, ha sostanzialmente due grossi vantaggi:

- 1) La riduzione della temperatura dei gas combusti diretti al camino si traduce in una riduzione dell'energia sensibile dispersa in ambiente. A pari effetto utile quindi è possibile utilizzare meno combustibile, con evidenti vantaggi sul rendimento di caldaia:

$$\eta_{CALDAIA} \uparrow$$

- 2) Il riscaldamento dell'aria comburente in ingresso nella camera di combustione accelera le reazioni di ossidazione, facilitando la completa conversione del combustibile. Quindi a parità di combustibile introdotto in caldaia è possibile ottenere lo stesso grado di conversione utilizzando un eccesso d'aria inferiore, con conseguente riduzione dell'energia dispersa al camino:

$$\eta_{CALDAIA} \uparrow$$

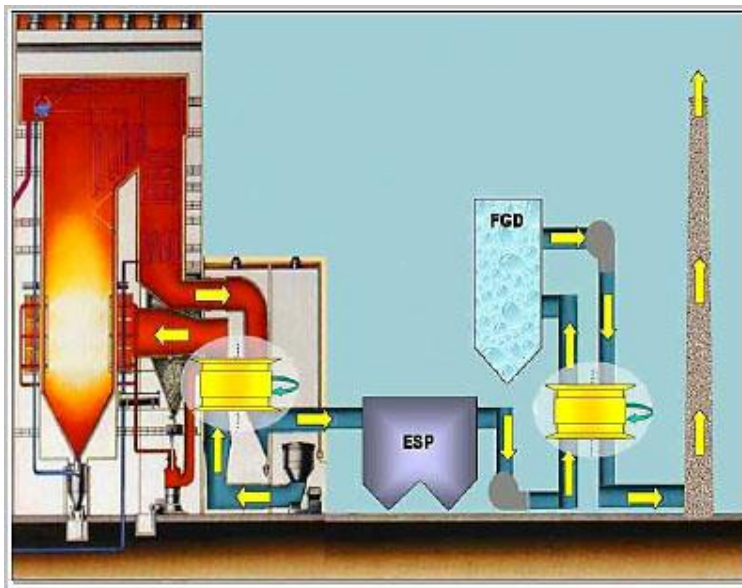
Sulla base degli effetti appena discussi è possibile affermare che l'installazione di uno scambiatore rigenerativo, progettato secondo lo stato dell'arte attuale, permette di abbattere significativamente le perdite energetiche al camino (riduzioni del 60÷75%) con conseguente miglioramento del rendimento globale di caldaia (da 78÷80% a 92÷94%). Il preriscaldamento dell'aria comburente inoltre rende possibile l'impiego di combustibili di qualità inferiore (bassa volatilità o basso potere calorifico) che non possono bruciare bene con aria al di sotto di una certa temperatura. L'impianto termoelettrico risulta pertanto più efficiente dal punto di vista energetico e più flessibile dal punto di vista dell'alimentazione.

## 1.2 Problematiche di funzionamento e limiti operativi

Le criticità principali che caratterizzano l'introduzione di uno scambiatore di calore rigenerativo all'interno di un generatore di vapore installato su impianti termoelettrici convenzionali, derivano dalla composizione dei fluidi che devono attraversare il componente.

### Condense acide

Nelle centrali termoelettriche convenzionali i combustibili più utilizzati sono il carbone e l'olio combustibile, entrambi solitamente caratterizzati da significativi tenori di zolfo. Quindi tra i prodotti di combustione in uscita dalla caldaia vi sono anche ossidi di zolfo. I sistemi di abbattimento di queste sostanze sono collocati a valle dello scambiatore rigenerativo, che risulta pertanto attraversato da un flusso di gas non ancora depurati.

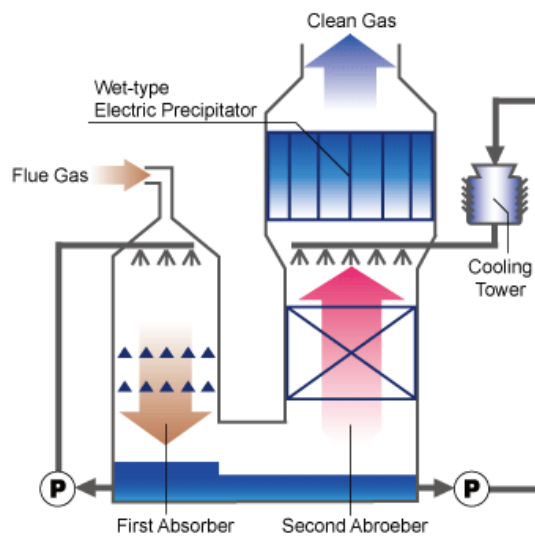


**Figura 1.03** - Generatore di vapore e linea di trattamento fumi per centrale termoelettrica convenzionale.

Gli ossidi di zolfo tipicamente presenti nei prodotti di combustione sono l'anidride solforosa ( $\text{SO}_2$ ) e l'anidride solforica ( $\text{SO}_3$ ). Le emissioni in atmosfera di queste sostanze sono regolate da normative che fissano il valore massimo della concentrazione di zolfo nei gas combusti al camino. I valori massimi tollerati dipendono dalla taglia dell'impianto e dal tipo di combustibile utilizzato.

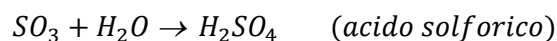
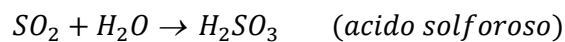


Per gli impianti alimentati a carbone o ad olio combustibile, il rispetto delle normative richiede sempre un trattamento di desolforazione dei gas esausti, che nella maggior parte dei casi consiste in un processo di desolforazione a umido. In questi processi, generalmente chiamati *Flue Gas Desulphurisation* (FGD), gli ossidi di zolfo vengono assorbiti in una soluzione acquosa di calcare finemente tritato, dando origine a fanghi acidi che vengono separati dal flusso di gas combusti. La reazione di assorbimento è esotermica, quindi risulta favorita alle basse temperature (temperature operative tipiche degli FGD comprese tra 120÷160°C), motivo per cui non è possibile collocare il reattore di desolforazione a monte dello scambiatore rigenerativo.



**Figura 1.04** - Reattore FGD a due stadi di assorbimento.

La presenza di ossidi di zolfo nei prodotti di combustione limita le condizioni operative dello scambiatore, perché la reazione di questi composti con il vapore acqueo presente nei gas esausti dà luogo alla formazione di sostanze acide, fortemente corrosive:



La formazione degli acidi avviene quando i gas combusti vengono raffreddati oltre il punto di rugiada, condizione termodinamica che dipende dalla pressione, dalla temperatura e dalla concentrazione in miscela della sostanza considerata. Per le applicazioni di interesse, la temperatura di rugiada si attesta in un range compreso tra 60÷120°C. Per evitare la formazione di condense acide bisogna mantenere le superfici più fredde dello scambiatore a contatto con i gas combusti al di sopra di questa soglia.

## Effetti di sporramento

I gas combusti che attraversano lo scambiatore rigenerativo, oltre ad essere caratterizzati dalla presenza di ossidi di zolfo, contengono sempre una certa quantità di ceneri volatili, dette più generalmente polveri. Le normative impongono dei tetti massimi di emissione anche per queste sostanze.

Per gli impianti alimentati a carbone o ad olio combustibile, il rispetto dei limiti vigenti richiede l'installazione di un sistema apposito per l'abbattimento delle ceneri. Il sistema addetto a questo compito è il cosiddetto precipitatore elettrostatico (ESP – *Electro Static Precipitator*), un componente che sottopone il flusso di gas combusti ad un intenso campo elettrico in grado di separare le particelle solide dalla fase gassosa.



**Figura 1.05** - Precipitatore elettrostatico installato su una centrale termoelettrica.

La percentuale di polveri contenuta nel flusso di gas esausti che attraversa lo scambiatore rigenerativo dipende dalla tipologia di combustibile utilizzato e dalla configurazione della linea di trattamento fumi. Il precipitatore elettrostatico è in grado di operare fino a temperature abbastanza elevate, ma è normalmente collocato a valle dello scambiatore rigenerativo.

Lo scambiatore di calore è attraversato su un lato da gas combusti contenenti polveri, sull'altro da aria prelevata dall'ambiente esterno, che a sua volta può contenere impurità di diverso tipo. Durante il normale funzionamento dell'impianto, parte delle particelle solide contenute nei due flussi tende a

depositarsi sulle superfici dello scambiatore. L'accumulo progressivo di questi depositi altera la geometria dello scambiatore, con conseguente degradazione della prestazione.



**Figura 1.06** - Porzione della matrice rotoria di uno scambiatore Ljungstrom affetta da fenomeni di sporramento.

I fenomeni di sporramento causano una degradazione della prestazione termica del componente (riduzione della potenza scambiata tra le due correnti) e un aumento delle cadute di pressione. Per limitare questi effetti è bene prevedere delle operazioni periodiche di pulitura (soffiaggio con aria compressa in esercizio e lavaggio in fermata) o di sostituzione delle parti più compromesse.

Gli effetti di sporramento per uno scambiatore di calore rigenerativo sono particolarmente importanti, l'esigenza di adottare scambiatori compatti (elevati rapporti superficie/volume) rappresenta infatti un'aggravante. Per ottenere il grado di compattezza desiderato occorre utilizzare scambiatori di calore costituiti da condotti molto ristretti, particolarmente sensibili a fenomeni di intasamento.

### 1.3 Scambiatori di calore rigenerativi

Il preriscaldatore rigenerativo di una caldaia è attraversato da flussi gassosi a bassa pressione (pressioni prossime al valore atmosferico), caratterizzati da modeste velocità di attraversamento, condizioni che si riflettono in limitati coefficienti di scambio termico convettivo. Per spingere la rigenerazione termica servono pertanto elevate superfici di scambio. D'altro canto, l'esigenza di contenere le dimensioni del componente rende necessario l'utilizzo di uno scambiatore compatto (elevato rapporto superficie/volume), necessità che limita fortemente la scelta del componente. Ad oggi le tipologie di scambiatore che permettono di contenere sufficientemente gli ingombri sono soltanto due: lo scambiatore Ljungstrom e lo scambiatore Rothemuhle.

Il preriscaldatore d'aria di tipo rigenerativo più diffuso è lo *scambiatore rotativo di tipo Ljungstrom*. Esso è costituito da un rotore cilindrico, composto da una struttura portante suddivisa in vari settori entro i quali sono inseriti pacchi di lamierini metallici ondulati, disposti verticalmente a formare una fitta matrice. Il rotore è contenuto in una cappa metallica che lo divide in due sezioni convogliando i flussi verso la propria sezione di attraversamento. La rotazione della matrice rotorica espone i lamierini metallici alternativamente ad entrambi i flussi, garantendo lo scambio termico tra le due correnti.

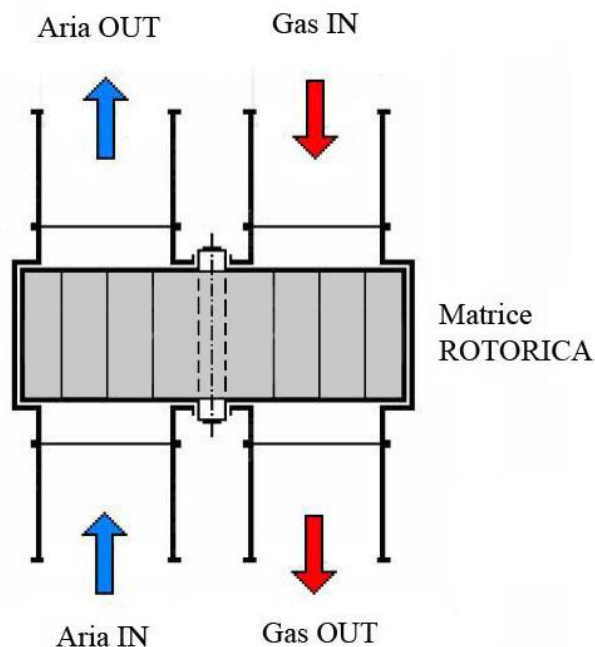
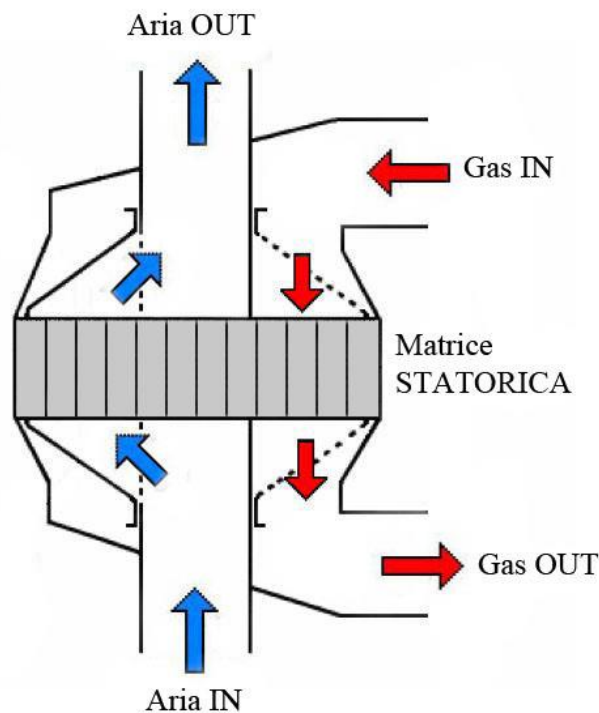


Figura 1.07 - Schema sintetico di uno scambiatore Ljungstrom.

L'altro tipo di preriscaldatore rigenerativo è lo *scambiatore rotativo di tipo Rothemuhle*. In questo caso la matrice metallica formata dagli elementi di scambio termico è fissa, mentre viene effettuata la rotazione dei flussi. Il distributore che convoglia i gas combusti è perfettamente raccordato alla matrice statica. Il distributore dell'aria invece è composto da un condotto centrale più stretto, sul quale sono montate due superfici divergenti che si affacciano su una porzione della sezione della matrice, determinando il settore di attraversamento reso disponibile al flusso d'aria. La rimanente sezione è attraversata dai gas combusti. La rotazione del condotto centrale permette l'alternarsi dei due flussi attraverso la matrice, garantendo il trasferimento di calore dai gas esausti all'aria.



**Figura 1.08** - Schema sintetico di uno scambiatore Rothemuhle.

Le matrici montate sui due scambiatori rigenerativi presentano caratteristiche geometriche del tutto analoghe. Entrambe sono composte da più elementi di scambio termico (comunemente detti cestelli) singolarmente estraibili e sostituibili. Per i cestelli utilizzati nella parte più fredda della matrice sono previsti ricoprimenti a base di materiale ceramico, atti a contrastare l'effetto corrosivo di eventuali condense acide.

Per entrambi gli scambiatori sono predisposti infine dei sistemi di tenuta che restringono i giochi tra le parti fisse e mobili, limitando al possibile gli indesiderati trafileamenti di portata.

## 1.4 Preriscaldamento dell'aria nelle caldaie convenzionali

Si consideri un generatore di vapore installato su un impianto termoelettrico tradizionale alimentato a carbone. La portata d'aria prelevata dall'ambiente esterno tramite ventilatore premente deve svolgere due compiti differenti, quindi si è soliti distinguere tra portata d'aria primaria e portata d'aria secondaria.

### 1) Portata d'aria primaria (o aria di trasporto)

Per ottenere elevate efficienze di conversione del combustibile è necessario tritare finemente il carbone prima di inviarlo alla camera di combustione. Gli impianti sono pertanto dotati di organi proposti alla macinazione meccanica del combustibile, generalmente chiamati "mulini", che riducono il carbone in polvere. Il compito dell'aria primaria è quello di essiccare il polverino di carbone ottenuto e trasportarlo fino alla camera di combustione. La sua temperatura deve essere sufficientemente elevata per garantire la completa essiccazione del combustibile, ma non deve essere troppo alta per evitare rischi di autocombustione. Il valore ottimale di questo parametro dipende dal grado di umidità del combustibile introdotto nei mulini e dal contenuto di materie volatili. Valori tipici della temperatura dell'aria primaria inviata ai mulini si attestano in un range compreso tra  $60\div 90$  °C.

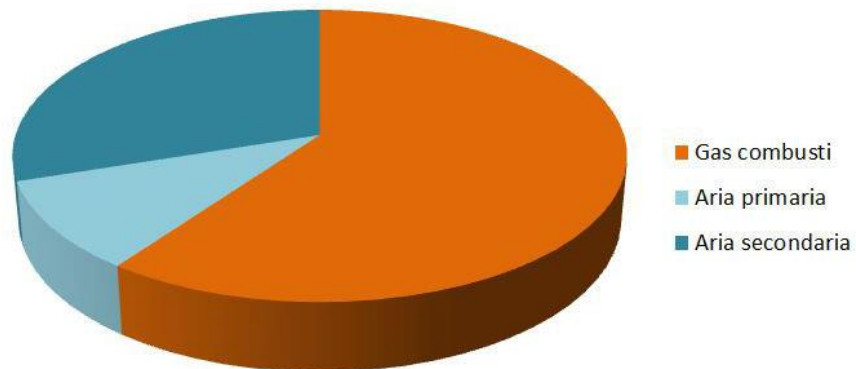
### 2) Portata d'aria secondaria (o aria di combustione)

La portata d'aria rimanente serve a fornire il giusto quantitativo di ossidante alla camera di combustione. In questo caso non vi sono limitazioni preventive alla temperatura massima adottabile quindi si cerca di innalzare questo valore il più possibile. Valori tipici della temperatura dell'aria secondaria inviata alla caldaia si attestano in un range compreso tra  $270\div 320$  °C.

Per ottenere le due portate necessarie alle rispettive temperature ottimali si possono adottare diverse soluzioni impiantistiche:

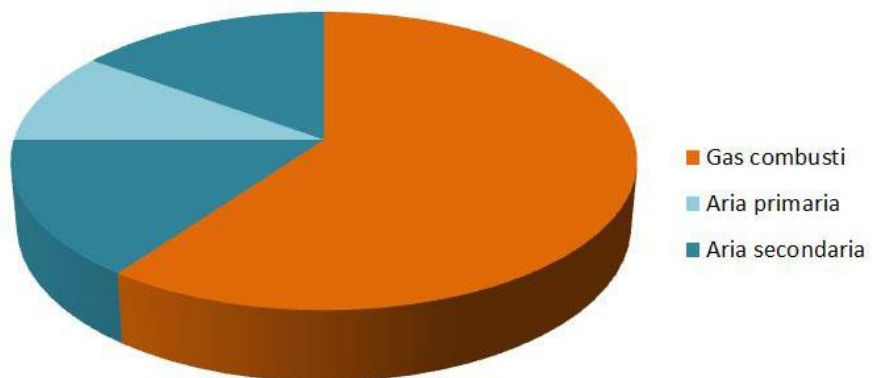
→ Una prima soluzione consiste nel deviare parte della portata d'aria aspirata dal ventilatore prima del suo ingresso nello scambiatore rigenerativo. In questo caso la temperatura dell'aria primaria si ottiene miscelando con le opportune proporzioni l'aria prelevata a valle del preriscaldatore ( $270\div 320$ °C) con l'aria a temperatura ambiente prelevata dalla mandata del ventilatore.

→ Una seconda soluzione consiste nell'utilizzare uno scambiatore rigenerativo suddiviso in 3 settori di attraversamento: uno dedicato ai gas combusti, uno all'aria primaria e uno all'aria secondaria. La corretta ripartizione della sezione (da stabilire sulla base delle portate in gioco) permette di ottenere i due flussi d'aria all'uscita dallo scambiatore alle temperature desiderate.



**Figura 1.09** - Ripartizione di un preriscaldatore rigenerativo a 3 settori.

Una variante alternativa di questa soluzione prevede l'utilizzo di uno scambiatore rigenerativo suddiviso in 4 settori: uno riservato ai gas combusti, uno all'aria primaria e due all'aria secondaria. La sezione di attraversamento dell'aria primaria è collocata tra le due sezioni dell'aria secondaria. Il vantaggio principale di questa configurazione consiste in una sostanziale riduzione dei trafileamenti d'aria nel flusso di gas esausti.



**Figura 1.10** - Ripartizione di un preriscaldatore rigenerativo a 4 settori.





## Capitolo 2

# Lo scambiatore Ljungstrom

All'interno di uno scambiatore di calore rigenerativo di tipo Ljungstrom avvengono simultaneamente fenomeni di scambio termico e di massa. L'obiettivo di questo capitolo è descrivere le caratteristiche geometriche e strutturali dello scambiatore, e dare una panoramica completa dei fenomeni di scambio che lo caratterizzano.

### 2.1 Struttura geometrica dello scambiatore

Lo scambiatore è composto da una parte statica, formata da cappe in lamiera metallica che convogliano l'aria e i gas combusti, e da un rotore che contiene gli elementi di scambio termico (cestelli). Tra le cappe e la parte rotoria sono predisposti dei sistemi di tenuta che limitano i trafiletti di portata.

L'elemento strutturale più importante di uno scambiatore di calore rotativo è il rotore, messo in lenta rotazione ( $\sim 2$  rpm) da un motore. Il rotore è costituito da una struttura cilindrica portante, fatta di acciaio inossidabile, che lo divide lungo la direzione longitudinale e lungo quella circonferenziale in più settori.



**Figura 2.01** – Struttura portante del rotore di uno scambiatore Ljungstrom.

La figura 2.01 vuole porre l'attenzione sulle dimensioni dell'elemento di cui si sta discorrendo. Per una centrale termoelettrica a carbone di grossa taglia, la matrice rotorica può raggiungere un diametro superiore a 20 metri.

Tutti i settori che compongono la struttura portante sono riempiti con opportuni cestelli, formati da una moltitudine di lamierini metallici disposti verticalmente. Essi sono collocati in modo da creare una fitta matrice che può essere attraversata dai fluidi di processo. Questa soluzione presenta un duplice vantaggio: il primo consiste in un elevato rapporto tra superficie di scambio e volume occupato (scambiatore compatto), il secondo concerne la possibilità di estrarre i singoli cestelli dalla struttura portante, rendendo più semplici le operazioni di manutenzione (pulitura e sostituzione).



**Figura 2.02** – Due cestelli estraibili collocati su un pallet.

Lo spessore dei fogli di lamiera impiegati è una variabile di progetto, per spingere la compattezza dello scambiatore si adottano sempre valori molto limitati. Nelle applicazioni standard si impiegano lamierini di spessore compreso tra un minimo di 0,5 millimetri e un massimo di un paio di millimetri. Le superfici dei lamierini vengono inoltre lavorate per ottenere elevate rugosità, atte ad incrementare la turbolenza dei flussi in attraversamento, migliorando lo scambio termico convettivo.

La forma della matrice metallica costituita dai lamierini è un altro fattore che influenza la prestazione del componente. Ad oggi, ciascun costruttore presenta la propria soluzione, tra le più diffuse vi sono quelle caratterizzate dall'accostamento di più lamierini opportunamente ondulati.

Il rotore che si è appena descritto è il componente chiave dello scambiatore perché rappresenta la sede dello scambio termico, esso è racchiuso in un involucro esterno soggetto a diversi compiti. L'involucro è formato da una cassa cilindrica metallica coibentata, il suo primo compito è ovviamente quello di isolare energeticamente lo scambiatore dall'ambiente esterno.

Nella parte interna della cassa sono montati dei setti metallici, ovvero delle pareti verticali poste alla testa e ai piedi del rotore che hanno il compito di suddividere la sezione di attraversamento dello scambiatore in due parti: la porzione destinata al flusso d'aria e quella destinata al flusso di gas combustibili. Le due porzioni non sono necessariamente uguali, la suddivisione della sezione di attraversamento tra i due fluidi è una variabile progettuale.

Infine, la base e l'apice delle cappe sono raccordate con i condotti d'ingresso e d'uscita delle correnti fluide. Normalmente la corrente d'aria, prelevata dall'ambiente tramite ventilatore premente, entra nello scambiatore dal basso e risale la propria sezione, il flusso di gas combustibili entra dall'alto e scende lungo la sezione opposta. Il rotore, posto in lenta rotazione, espone i cestelli alternativamente a entrambi i flussi, rendendo possibile lo scambio termico.

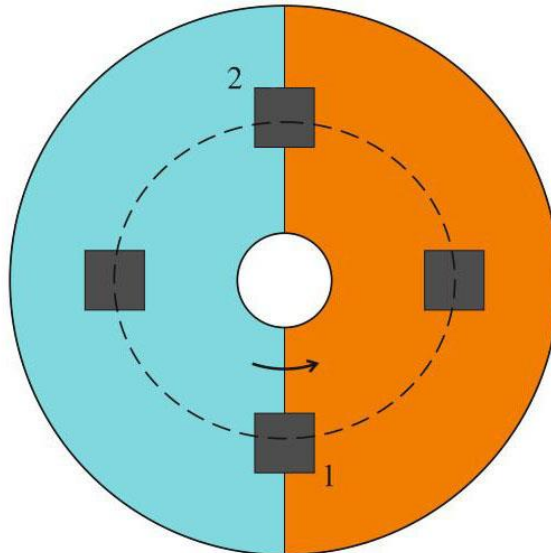


**Figura 2.03** – Rappresentazione schematica della struttura completa dello scambiatore, nella quale si vede il rotore montato sull'albero motore ed inserito nell'involucro esterno.

## 2.2 Fenomeni di scambio termico

In uno scambiatore di calore rotativo, la potenza termica prelevata dai gas combusti e trasmessa all'aria, non viene scambiata in modo diretto tra i due fluidi, come avviene per uno scambiatore di calore tradizionale. Lo scambio termico avviene grazie al transitorio termico della massa metallica rotante, che venendo esposta alternativamente al lato "caldo" e al lato "freddo", funge da mezzo di scambio energetico. Il principio di funzionamento è semplice e intuitivo, lo scambio termico tra i due fluidi è garantito dall'accumulo e dal rilascio di energia da parte della massa rotorica.

Per comprendere questo processo si può concentrare l'attenzione su un singolo cestello del rotore, seguendolo nel suo percorso durante un periodo completo di rotazione. Si assume che l'elemento considerato sia abbastanza piccolo da poter ritenere trascurabile la distribuzione di temperatura al suo interno.

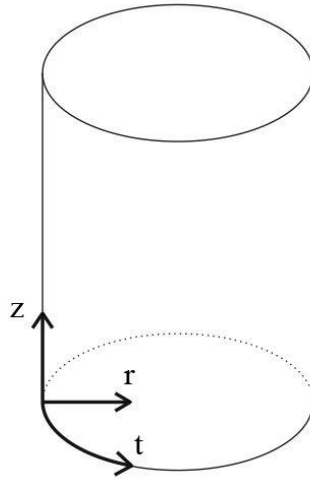


**Figura 2.04** – Schematizzazione del processo di accumulo e rilascio di energia di un singolo cestello.

All'inizio del periodo di rotazione il cestello si trova in posizione 1, in procinto di entrare nella semisezione dedicata ai gas combusti. In questa posizione la sua temperatura è minima, poiché precedentemente raffreddato dall'aria. Durante l'attraversamento della prima semisezione il cestello accumula energia, aumentando la propria temperatura e raffreddando i gas combusti. Giunto nella posizione 2, la sua temperatura ha raggiunto dunque il valore massimo. Per terminare il periodo di rotazione, lo stesso cestello deve attraversare la zona dedicata all'aria. Durante questa seconda attraversata, il cestello cede l'energia acquisita nella fase precedente, diminuendo la propria temperatura e preriscaldando l'aria.

Il principio di funzionamento appena illustrato per un singolo cestello, concettualmente si può applicare all'intera massa formata dalle superfici di scambio contenute nel rotore. Ovviamente, quando si estende il dominio di studio al rotore, inteso nella sua completezza, sorge una significativa differenza: la temperatura del corpo in esame non può più essere ritenuta uniforme.

Per la trattazione che segue ci si avvale del sistema di coordinate qui illustrato:



**Figura 2.05** – Sistema di riferimento utilizzato per la descrizione del rotore.

### **Distribuzione di temperatura nel rotore**

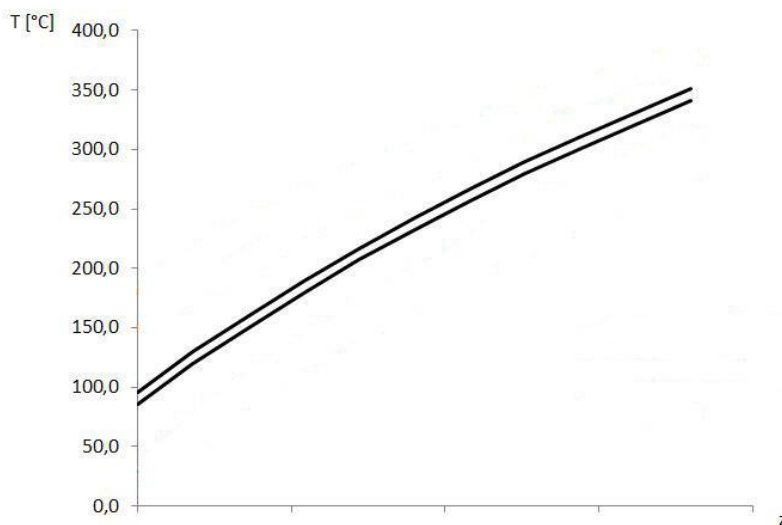
La temperatura dei lamierini metallici che compongono la massa rotante varia principalmente lungo due direzioni, quella longitudinale (coordinata  $z$ ) e quella circonferenziale (coordinata  $t$ ). Lungo la componente radiale (coordinata  $r$ ) le variazioni che si riscontrano sono molto meno significative.

La variazione lungo la componente longitudinale è legata principalmente ai profili di temperatura dei fluidi lungo la stessa direzione. L'aria attraversa lo scambiatore dal basso verso l'alto, aumentando la propria temperatura, mentre i gas combusti scendono nel verso opposto, raffreddandosi. In prima battuta, la temperatura del metallo lungo l'altezza  $z$  dello scambiatore, può essere ottenuta mediando le temperature dei fluidi alla stessa altezza. Il profilo che si ottiene è dunque molto simile a quello dei fluidi, la temperatura del metallo aumenta risalendo l'altezza dello scambiatore.

Anche la variazione lungo la componente circonferenziale è dovuta allo scambio termico convettivo con i fluidi. Nella pagina precedente abbiamo seguito il percorso di un singolo cestello metallico durante la rotazione, osservando la variazione della sua temperatura nel tempo. Il sistema di riferimento col quale si

squadrava il fenomeno era dunque solidale col cestello. Ora vogliamo osservare lo stesso fenomeno col nuovo sistema di riferimento, fisso nello spazio. Procedendo lungo la direzione circonferenziale, nello stesso verso indicato dalla rotazione del componente, si possono osservare nel metallo due distribuzioni di temperatura, una per il lato aria ed una per il lato gas combusti. Nel lato aria la temperatura del metallo diminuisce lungo la componente circonferenziale. Nel lato gas combusti, con un profilo quasi specchiato, la temperatura del metallo aumenta.

Nella figura sottostante si mostrano le distribuzioni di temperatura appena discusse:



**Figura 2.06** – Distribuzione di temperatura del metallo lungo l'asse longitudinale  $z$ . Per ogni valore  $z$  è riportato il range di temperatura compreso tra la  $T$  massima e la  $T$  minima circonferenziale.

### **Distribuzione di temperatura nei fluidi**

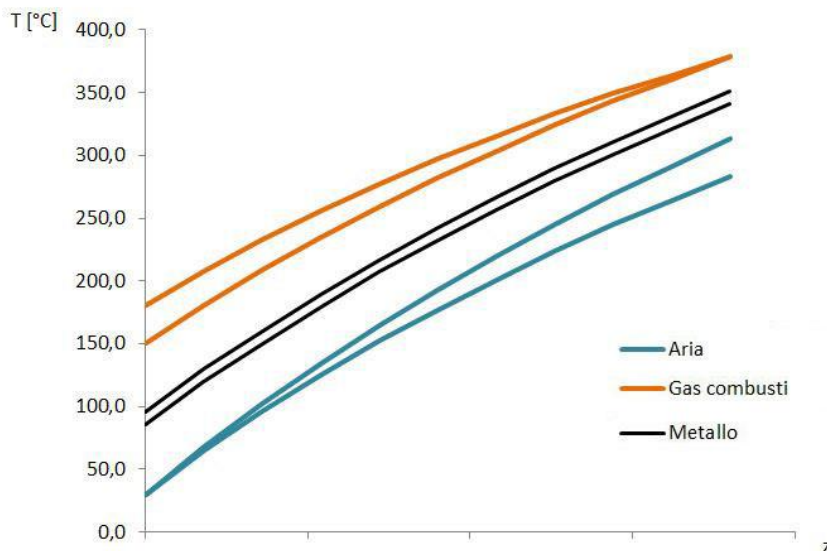
Anche per quanto riguarda le distribuzioni di temperatura nei fluidi, si possono osservare variazioni significative lungo le sole direzioni longitudinale (coordinata  $z$ ) e circonferenziale (coordinata  $t$ ).

Gli andamenti lungo la componente longitudinale non sono molto dissimili da i profili che si otterrebbero con uno scambiatore di calore tradizionale in modalità controcorrente. Si ricorda che l'obiettivo del rigeneratore Ljungstrom è quello di preriscaldare l'aria prelevando calore dai gas combusti, i profili di temperatura lungo la coordinata  $z$  riflettono esattamente questo compito. La temperatura dell'aria aumenta procedendo nel suo verso di percorrenza (dal basso all'alto),

alle spese della temperatura dei gas combusti, che diminuisce procedendo nel proprio verso di percorrenza (dall'alto al basso).

Le variazioni di temperatura che si osservano nei fluidi lungo la direzione circonferenziale dipendono invece dalla temperatura del metallo col quale entrano in contatto. Della distribuzione circonferenziale della temperatura del metallo si è appena discusso, dovrebbe dunque essere abbastanza facile intuire gli effetti che ne derivano. Quando il metallo attraversa la sezione dedicata ai gas combusti aumenta la propria temperatura da un valore minimo ad uno massimo, accumulando energia sottratta ai gas. Ne consegue che i gas combusti che lambiscono la prima zona dove la temperatura del metallo è minima riusciranno ad essere raffreddati maggiormente. Il discorso si applica al lato aria in modo del tutto analogo. Il metallo attraversando questa sezione si raffredda da una temperatura massima ad una minima, cedendo energia all'aria. L'aria che lambisce il metallo con la temperatura massima avrà ovviamente più potenziale a disposizione per essere riscaldata. Quindi procedendo lungo la direzione circonferenziale, nello stesso verso indicato dalla rotazione, la temperatura dell'aria diminuisce, quella dei gas combusti aumenta. Queste variazioni di temperatura si accentuano progressivamente durante l'attraversamento del componente, risultando massime all'uscita del rotore (fino a 20-30°C).

Possiamo ora integrare il grafico riportato in figura 2.06 con le distribuzioni di temperatura dei fluidi:

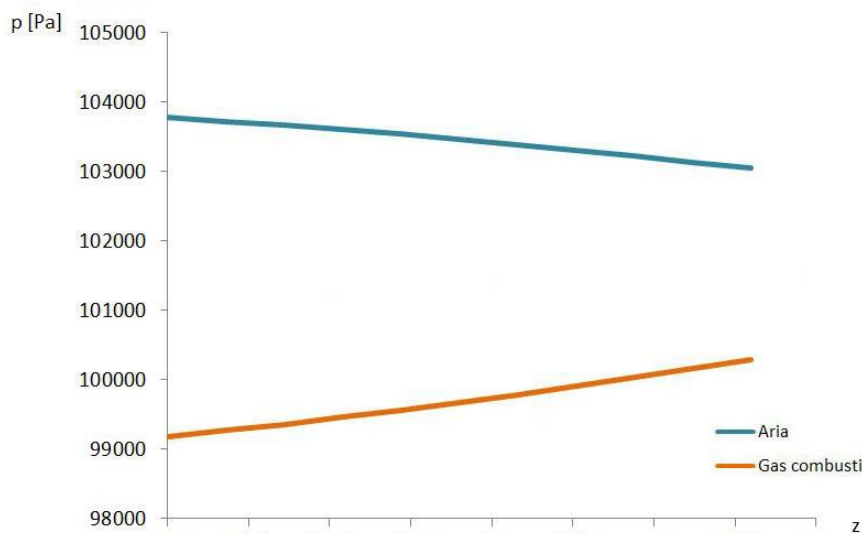


**Figura 2.07** – Grafico riassuntivo delle distribuzioni di temperatura nello scambiatore.

## 2.3 Perdite di carico

In questo paragrafo si illustrano le distribuzioni di pressione dei fluidi all'interno dello scambiatore. La pressione statica dei fluidi concettualmente risulta funzione dello spazio tridimensionale, nella pratica le variazioni significative si osservano soltanto lungo la componente assiale  $z$ .

Entrambi i fluidi durante l'attraversamento del rotore presentano cadute di pressione, causate dall'attrito fluidodinamico dovuto al contatto tra fluido e superfici dello scambiatore. L'attrito fluidodinamico si tramuta nei fluidi in una perdita di energia sotto forma di pressione. L'entità di questo fenomeno dipende da molti fattori, quali l'estensione delle superfici di contatto, la lavorazione superficiale delle stesse, la viscosità del fluido considerato, e soprattutto, le condizioni di moto del flusso. In condizioni di funzionamento standard, l'ordine di grandezza delle perdite di carico si attesta intorno ai 500÷1000 Pa. In considerazione di questi valori, il contributo del battente dovuto al peso dei fluidi incide per qualche punto percentuale.



**Figura 2.08** – Andamenti della pressione statica all'interno dello scambiatore.

In figura sono rappresentati i profili di pressione dell'aria e dei gas combust lungo la componente longitudinale dello scambiatore, per una configurazione standard di caldaia (tiraggio bilanciato, camera di combustione in leggera depressione). La pressione dell'aria risulta infatti sempre superiore a quella dei gas combust, su tutta l'altezza dello scambiatore. Questo fatto si spiega

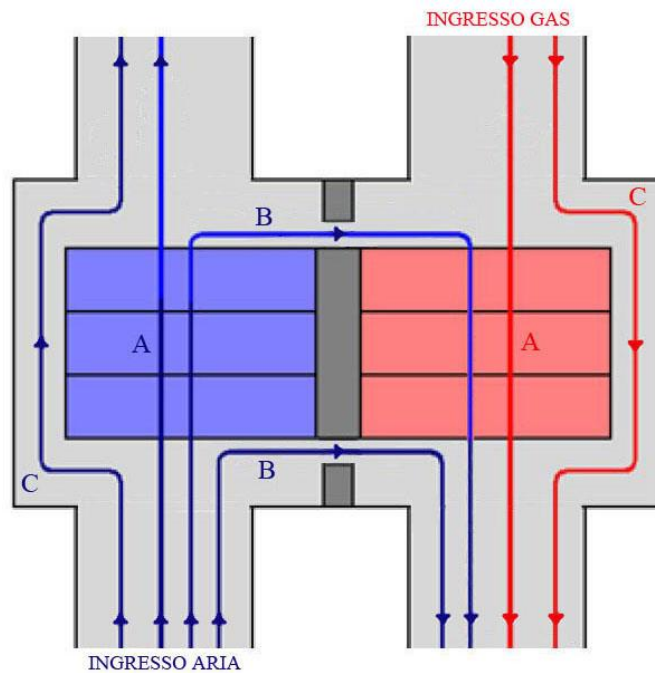


facilmente considerando che i percorsi seguiti dai due fluidi all'interno del componente fanno parte dello stesso circuito di ventilazione.

Le cadute di pressione di cui si sta discorrendo sono ovviamente un fenomeno indesiderato perché devono essere sostenute dal lavoro dei ventilatori. In ogni modo le perdite di carico sono inevitabili e non si possono limitare in modo deciso per non compromettere la prestazione termica dello scambiatore. I fenomeni legati alle perdite di pressione e allo scambio termico convettivo sono fortemente legati, l'esigenza di aumentare lo scambio termico comporta l'adozione di geometrie che si tramutano in un aumento delle perdite di carico.

## 2.4 Trafilamenti di portata

In uno scambiatore Ljungstrom i trafiletti di portata, del tutto ineliminabili, vanno ad incidere negativamente sulle prestazioni attese. Questo paragrafo vuole fare luce sulla questione, illustrando i principali tipi di trafiletti presenti in uno scambiatore di tipo rotativo. Per ognuno di essi verranno presentate inoltre le cause fisiche che stanno al base del fenomeno e gli effetti che derivano sulla prestazione del componente.



**Figura 2.09** – Rappresentazione schematica della distribuzione delle portate all'interno dello scambiatore.

Le portate massiche rappresentate in figura con la lettera “A” rappresentano i **flussi principali** dello scambiatore, esse seguono i percorsi corretti che permettono di ottenere l’effetto utile del componente: il riscaldamento dell’aria alle spese dei gas combustibili. L’obiettivo del design dello scambiatore è quello di massimizzare queste quantità.

Le portate indicate con la lettera “B” rappresentano i **trafilamenti trasversali**. I setti che separano le due sezioni dello scambiatore, per evitare fenomeni di usura che potrebbero compromettere il buon funzionamento del componente, non possono essere messi a contatto diretto col rotore. Tra le due parti è necessario ricavare un minimo gioco. Considerando che i due ambienti separati dal setto sono ambienti in cui regna una pressione differente, è facile intuire l’origine del fenomeno. In particolare, riferendosi alla figura 2.08, si ricorda che il lato aria si trova sempre ad una pressione superiore rispetto al lato gas combustibili, e che questa differenza è massima alla base dello scambiatore. Questo significa che i due trafilamenti trasversali si manifestano entrambi come perdite di aria verso il lato gas combustibili, e che il trafilamento trasversale che si manifesta nella parte bassa del componente, soggetto ad una maggiore differenza di pressione, risulta sempre di entità superiore. A macchina nuova, la portata di aria che trafila nel lato gas combustibili si attesta intorno al 6÷8 % della portata totale in ingresso. Quando i sistemi di tenuta risultano compromessi dall’usura lo stesso valore può raggiungere il 30%.

Gli effetti dei trafilamenti trasversali sono ovviamente negativi, sotto numerosi aspetti:

- 1) La perdita di aria si traduce innanzitutto in un consumo energetico aggiuntivo, per tener conto delle perdite che si verificano nello scambiatore i ventilatori prementi devono muovere un quantitativo d’aria superiore a quello richiesto dal funzionamento della caldaia.
- 2) La portata di aria che trafila inferiormente, unendosi ai gas combustibili abbassa ulteriormente la temperatura di quest’ultimi, incrementando i rischi legati alla presenza di condense acide.
- 3) L’effetto peggiore si manifesta quando i sistemi di tenuta risultano troppo usurati, in questa condizione la portata d’aria movimentata dai ventilatori può non essere più sufficiente a bilanciare quella trafilata nel lato gas combustibili. Se la caldaia non riesce ad essere alimentata con la portata d’aria necessaria, l’impianto non può più funzionare a pieno carico. L’impatto economico di tale limitazione tale è ovviamente devastante.

Le portate indicate in figura con la lettera “C” rappresentano i **trafilamenti longitudinali** (o portate di by-pass). Anche in questo caso la loro presenza è dovuta alla necessità di ricavare dei giochi tra parti fisse e mobili, in particolare tra la cassa metallica che forma l’involucro esterno ed il rotore. Entrambe le portate di by-pass sono responsabili di uno scadimento delle prestazioni, perché i percorsi che seguono non sono disegnati per ottimizzare lo scambio termico. Tuttavia, nelle condizioni tipiche di funzionamento, l’entità di questo scadimento risulta molto lieve se confrontato con quello indotto dai trafilamenti trasversali.

Per completare il quadro generale della distribuzione delle portate manca un’ultima tipologia di trafilamenti, non riportata in figura 2.09, i cosiddetti **trafilamenti per intrappolamento**. Durante la rotazione del rotore, porzioni di fluido rimangono intrappolate nei canali della matrice, passando da una sezione all’altra. Il fenomeno si manifesta in entrambi i versi, piccoli volumi d’aria vengono trasportati dalla rotazione nel lato gas combusti, e viceversa. L’effetto che ne consegue si identifica in una parziale miscelazione delle due correnti, che ha evidenti risvolti negativi sulla prestazione del componente. L’entità dei trafilamenti per intrappolamento dipende dalla geometria del componente, e soprattutto, dal regime di rotazione adottato. Nelle condizioni di funzionamento standard, lo scambiatore Ljungstrom è caratterizzato da un regime di rotazione molto lento che permette di ridurre al minimo tali effetti.



## Capitolo 3

# Descrizione del modello

Prima di addentrarsi nella descrizione del modello è doveroso fare un breve accenno alle formule che si utilizzeranno per il calcolo delle proprietà termofisiche dei fluidi e di altre grandezze che ne caratterizzano lo stato termodinamico.

### 3.1 Caratterizzazione termofisica dei fluidi

I fluidi di processo che interessano il problema sono l'aria e i gas derivanti dalla combustione del carbone. Per entrambi si ipotizza una composizione semplificata, formata da un numero limitato di specie chimiche. In particolare, si ipotizza che l'aria sia formata esclusivamente dalle seguenti specie:  $N_2$ ,  $O_2$ , Ar e  $H_2O$ . Per i gas combustibili invece si contano soltanto le seguenti:  $N_2$ ,  $CO_2$ ,  $H_2O$ ,  $O_2$ , Ar e  $SO_2$ .

Un'ulteriore approssimazione consiste nel considerare tutte le specie chimiche appena elencate nel solo stato gassoso. Questa semplificazione alleggerisce l'onere computazionale richiesto ma limita il modello alla descrizione di quei casi ove i fenomeni di condensazione sono ridotti al minimo. In uno scambiatore rigenerativo, la definizione delle condizioni operative asseconda l'esigenza di ridurre fortemente la presenza di condensate acide, si ritiene pertanto sensato adottare questa ipotesi. Entrambi i fluidi di processo sono dunque il risultato di una miscela di sole componenti gassose, per le quali si assume comportamento ideale (livelli di pressione molto bassi, prossimi al valore atmosferico).

Per calcolare le proprietà termofisiche di una miscela di gas ideali in un determinato stato fisico è necessario partire dalle proprietà termofisiche riferite alle sue componenti pure, valutate alle stesse condizioni termodinamiche. Note queste grandezze, le proprietà della miscela si ottengono tramite opportune regole di miscelazione. L'obiettivo di questo paragrafo è presentare, per ogni grandezza termofisica, le formule utilizzate per il calcolo delle proprietà delle componenti pure e le regole di miscelazione adottate.

### Massa Volumica

La massa volumica del componente puro si ricava agevolmente dall'equazione di stato dei gas perfetti:

$$\rho_i = \frac{p MM_i}{R T} \quad (3.01)$$

La massa volumica della miscela si ottiene mediando i valori delle specie chimiche che la compongono, pesati sulle rispettive frazioni molari:

$$\rho_{MIX} = \sum_i x_i \rho_i \quad (3.02)$$

### Calore Specifico

Il calore specifico di un componente puro gassoso, nel caso di comportamento ideale, risulta funzione della sola temperatura. In questa trattazione si utilizzano funzioni polinomiali prelevate dalla banca dati della NASA. Tutti i coefficienti impiegati nelle formule sono riportati nella tabella in fondo al paragrafo.

Il calore specifico a pressione costante del componente puro *i*-esimo si calcola con la seguente correlazione:

$$C_{P,i} = \frac{R}{MM_i} (a_{1,i} + a_{2,i} T + a_{3,i} T^2 + a_{4,i} T^3 + a_{5,i} T^4) \quad (3.03)$$

Il calore specifico a pressione costante della miscela si calcola come media pesata sulle frazioni massiche:

$$C_{P,MIX} = \sum_i y_i C_{P,i} \quad (3.04)$$

Il calore specifico a volume costante del singolo componente si calcola tramite la nota relazione di Mayer, quello della miscela si ricava nuovamente come media pesata sulle frazioni massiche:

$$C_{V,i} = C_{P,i} - \frac{R}{MM_i} \quad (3.05)$$

$$C_{V,MIX} = \sum_i y_i C_{V,i} \quad (3.06)$$

### Viscosità Dinamica

Per calcolare la viscosità dinamica di una sostanza pura gassosa esistono diverse correlazioni empiriche, in questa trattazione si è scelto di utilizzare quella suggerita da Stiel-Thodos, tratta dal *Perry's Chemical Engineers Handbook*:

$$\mu_i = 4,6 \times 10^{-7} \frac{N MM_i^{1/2} p_{CR,i}^{2/3}}{T_{CR,i}^{1/6}} \quad (3.07)$$

Dove N è una funzione della sola temperatura ridotta  $T_R$ :

$$N = 0,00034 T_R^{0,94} \quad \text{valida per } T_R \leq 1,5 \quad (3.08)$$

$$N = 0,0001778(4,58 T_R - 1,67)^{0,625} \quad \text{valida per } T_R > 1,5 \quad (3.09)$$

In letteratura esistono molte regole di miscelazione differenti, la complessità matematica delle diverse formulazioni dipende dal livello di accuratezza desiderato. Ai fini di questa trattazione si ritiene sensato scegliere la formulazione più semplice, anch'essa suggerita dal *Perry's*:

$$\mu_{MIX} = \frac{\sum_i x_i MM_i^{1/2} \mu_i}{\sum_i x_i MM_i^{1/2}} \quad (3.10)$$

### Conducibilità termica

La conducibilità termica di un componente puro gassoso dipende fortemente dalla sua struttura molecolare, per questo motivo nel *Perry's* si consigliano correlazioni differenti in base alla specie chimica considerata:

$$k_i = \mu_i (2,5 C_{V,i}) \quad \text{per Gas Monoatomici} \quad (3.11)$$

$$k_i = \mu_i \left( 1,3 C_{V,i} + \frac{14644}{MM_i} + \frac{2929}{MM_i T_R} \right) \quad \text{per Molecole Lineari} \quad (3.12)$$

$$k_i = \mu_i \left( 1,15 C_{V,i} + \frac{16903}{MM_i} \right) \quad \text{per Molecole non Lineari} \quad (3.13)$$

Anche in questo caso la scelta della regola di miscelazione è dettata da un criterio di semplicità:

$$k_{MIX} = \frac{\sum_i x_i MM_i^{1/3} k_i}{\sum_i x_i MM_i^{1/3}} \quad (3.14)$$

## Entalpia

L'entalpia è una grandezza termodinamica fondamentale per caratterizzare lo stato energetico del fluido. Quando si discorre di questa grandezza è bene distinguere tra entalpia Termica ed entalpia Termochimica: la prima tiene conto di un solo contributo, l'energia termica associata alla temperatura, la seconda tiene conto di un contributo aggiuntivo, l'energia chimica associata alla formazione del composto. Ai fini del problema considerato, non essendoci reazioni chimiche attive nello scambiatore, l'impiego delle due grandezze è del tutto equivalente.

La formula per il calcolo dell'entalpia Termochimica, riferita ad un componente puro, può essere espressa da una forma polinomiale della temperatura. La correlazione utilizzata, coi relativi coefficienti, è stata ricavata dai dataset della NASA:

$$h_{TCH,i} = \frac{R}{MM_i} \left( a_1 T + \frac{a_2}{2} T^2 + \frac{a_3}{3} T^3 + \frac{a_4}{4} T^4 + \frac{a_5}{5} T^5 + a_6 \right) \quad (3.15)$$

$$h_{T,i} = h_{TCH,i} - \Delta h_{form,i} \quad (3.16)$$

Per ottenere l'entalpia termica della miscela è sufficiente mediare i valori delle entalpie dei singoli componenti, pesandoli sulle rispettive frazioni massiche:

$$h_{T,MIX} = \sum_i y_i h_{T,i} \quad (3.17)$$

**Tabella 3.01** – Coefficienti polinomiali utilizzati nelle formule dell'entalpia termochimica e del calore specifico a pressione costante. Range di validità: 300K < T < 1000K.

	a <sub>1</sub>	a <sub>2</sub>	a <sub>3</sub>	a <sub>4</sub>	a <sub>5</sub>	a <sub>6</sub>
CO <sub>2</sub>	2,40E+00	8,74E-03	-6,61E-06	2,00E-09	6,33E-16	-4,84E+04
H <sub>2</sub> O	4,17E+00	-1,81E-03	5,95E-06	-4,87E-09	1,53E-12	-3,03E+04
SO <sub>2</sub>	3,27E+00	5,32E-03	6,84E-07	-5,28E-09	2,56E-12	-3,69E+04
N <sub>2</sub>	3,70E+00	-1,42E-03	2,87E-06	-1,20E-09	-1,40E-14	-1,06E+03
O <sub>2</sub>	3,78E+00	-3,02E-03	9,95E-06	-9,82E-09	3,30E-12	-1,06E+03
Ar	2,50E+00	0,00E+00	0,00E+00	0,00E+00	0,00E+00	-7,45E+02



### 3.2 Introduzione al modello

Il modello vuole essere in grado di simulare il funzionamento di uno scambiatore rotativo di tipo Ljungstrom, per applicazioni rigenerative in centrali termoelettriche convenzionali. Nel capitolo precedente abbiamo constatato che all'interno di uno scambiatore del genere avvengono diversi fenomeni di scambio, se si desidera avere una previsione abbastanza realistica delle prestazioni del componente bisogna fare i conti con tutti questi fenomeni.

Gli obiettivi del modello sono riassumibili con un semplice schema di Input-Output. Assegnate le seguenti grandezze di **Input**:

- Struttura geometrica dello scambiatore.
- Regime di rotazione del rotore.
- Condizioni delle correnti fluide in ingresso.

Lo schema di calcolo si fa carico dei seguenti **Output**:

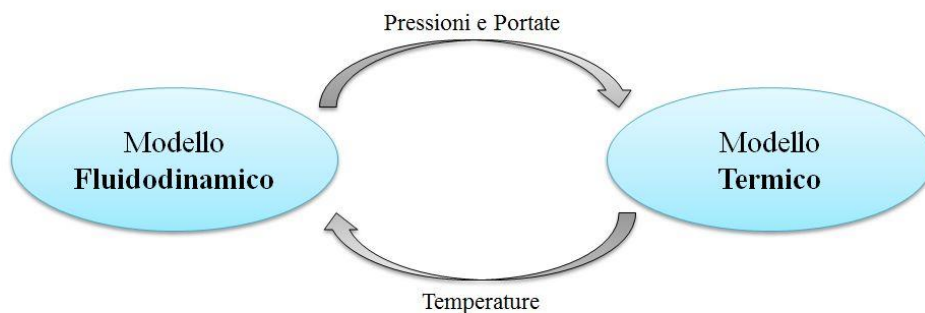
- Distribuzione delle portate all'interno del componente.
- Prestazione termica dello scambiatore.
- Perdite di carico a cui sono soggette le correnti fluide.

Prevedere la distribuzione delle portate significa calcolare i flussi principali che attraversano il rotore e i flussi che trafilano attraverso i vari giochi, inevitabilmente presenti. L'entità di questi trafiletti dipende dall'estensione dei giochi e dai valori di pressione che i fluidi assumono in determinati punti dello scambiatore. Risulta pertanto evidente che la distribuzione delle portate è un problema che non può essere risolto senza tener conto di un altro Output richiesto al modello, le perdite di carico.

Calcolare le perdite di carico a cui è soggetto un flusso è un'operazione semplice, a patto di conoscere alcune grandezze fondamentali, quali la portata del flusso di interesse e le proprietà termofisiche del fluido. D'altro canto, per conoscere la portata fluente è necessario aver risolto la distribuzione delle portate, mentre per calcolare le proprietà termofisiche occorre conoscere la temperatura del fluido alla quale devono essere valutate. Si ritorna pertanto alla complicazione precedente, la soluzione di questo problema è intrinsecamente legata alle soluzioni degli altri due.

Valutare la prestazione termica dello scambiatore significa calcolare la potenza termica ceduta dai gas combusti all'aria per mezzo del rotore, quindi ricavare le distribuzioni di temperatura dei fluidi e della massa rotante. Per ottenere questi risultati bisogna conoscere le portate massiche principali che attraversano il rotore, quindi anche il problema termico è strettamente dipendente dalle altre grandezze di Output richieste al modello.

Siamo dunque di fronte ad un problema che comprende una pluralità di fenomeni fisici intrinsecamente collegati. Per realizzare uno schema di calcolo in grado di prevedere le prestazioni del componente, è possibile suddividere il modello in più sotto-modelli interconnessi fra loro. In particolare, in questa trattazione si sono individuati due sotto-modelli, che nel seguito denomineremo come *modello fluidodinamico* e *modello termico*, soggetti a diversi compiti. Lo schema di calcolo funziona perché i due modelli risultano integrati in modo complementare, nel senso che le grandezze di Input dell'uno coincidono esattamente con quelle di Output dell'altro, e viceversa.



**Figura 3.01** – Rappresentazione schematica della struttura base del modello.

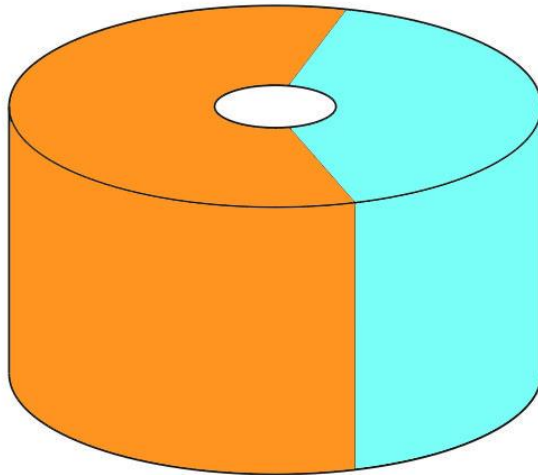
Il *modello fluidodinamico* ha il compito di calcolare la distribuzione delle portate e le perdite di carico, per farlo ha bisogno di conoscere i valori di temperatura dei fluidi in determinati punti dello scambiatore.

Il *modello termico* ha il compito di calcolare le distribuzioni di temperatura dei fluidi e del rotore metallico, assumendo come note la distribuzione delle portate e le perdite di carico.

A questo punto il principio di funzionamento dovrebbe essere chiaro, i due sotto-modelli vengono eseguiti separatamente in modo alternato, ad ogni step di calcolo i risultati ottenuti da un modello vengono inseriti come valori di Input nell'altro. L'esecuzione del programma procede iterativamente fino alla convergenza dei risultati.

### 3.3 Schematizzazione geometrica del componente

In questo paragrafo si illustrano le principali grandezze geometriche utilizzate in entrambi i sotto-modelli per rappresentare la struttura dello scambiatore. Il rotore può essere descritto come un cilindro cavo, con la sezione trasversale suddivisa in due parti:



**Figura 3.02** – Schematizzazione geometrica rotore.

Le dimensioni del rotore sono esprimibili con le seguenti:

- 1) Diametro interno rotore:  $D_{INT}$
- 2) Diametro esterno rotore:  $D_{EST}$
- 3) Altezza rotore:  $h_{ROT}$
- 4) Coefficienti di ripartizione aree:  $S_{%aria}$  e  $S_{%gas}$

Con queste grandezze è possibile calcolare la Sezione trasversale totale dello scambiatore, data dalla somma tra la Sezione occupata dai lamierini metallici e la Sezione resa disponibile all'attraversamento dei fluidi:

$$S_{TOT} = S_{metallo} + S_{fluido} = \frac{\pi}{4} (D_{EST}^2 - D_{INT}^2) \quad (3.18)$$

La suddivisione della Sezione trasversale tra le due correnti fluide è determinata dai rispettivi coefficienti di ripartizione:

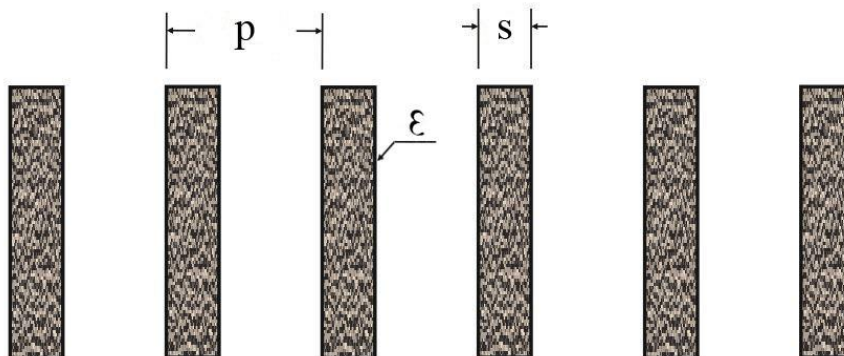
$$\begin{aligned} S_{TOT,aria} &= S_{TOT} S_{%aria} \\ S_{TOT,gas} &= S_{TOT} S_{%gas} \end{aligned} \quad (3.19)$$

La forma della matrice composta dai lamierini è una variabile progettuale fondamentale perché determina le condizioni di moto dei flussi che attraversano lo scambiatore, andando ad incidere sull'attrito fluidodinamico e sullo scambio termico convettivo. L'obiettivo della ricerca progettuale è ottenere una geometria capace di spingere al massimo la prestazione termica, limitando nei limiti del possibile le cadute di pressione. Questo obiettivo si traduce spesso in matrici dalla forma complessa, ottenute dalla sovrapposizione di fogli di lamiera opportunamente ondulati.



**Figura 3.03** – Esempio di geometria tipica di un cestello.

La geometria dei lamierini rappresenta una grandezza di Input per lo schema di calcolo che si desidera sviluppare, ma descrivere la forma della matrice in modo dettagliato può risultare un'operazione troppo complessa, esente dai fini di questa trattazione. Si decide pertanto di semplificare il problema, considerando una geometria base composta da lamierini rettilinei schierati parallelamente.



**Figura 3.04** – Schematizzazione geometrica lamierini.

Questa geometria semplificata presenta il vantaggio di poter essere descritta compiutamente attraverso tre soli parametri:

- 5) Spessore del lamierino:  $s$
- 6) Passo tra due lamierini successivi:  $p$
- 7) Rugosità superficiale del lamierino:  $\varepsilon$

Con questi parametri si possono ricavare le grandezze geometriche principali che determinano le condizioni di moto dei flussi che attraversano il rotore, quali la Sezione resa disponibile al fluido:

$$S_{aria} = \frac{p-s}{p} S_{TOT,aria}$$

$$S_{gas} = \frac{p-s}{p} S_{TOT,gas}$$
(3.20)

il Perimetro bagnato dal fluido:

$$P_{B,aria} = \frac{2}{p} S_{TOT,aria}$$

$$P_{B,gas} = \frac{2}{p} S_{TOT,gas}$$
(3.21)

e il Diametro idraulico del condotto, identico per i due flussi:

$$D_H = \frac{4 S_{aria}}{P_{B,aria}} = \frac{4 S_{gas}}{P_{B,gas}} = 2 (p-s)$$
(3.22)

Dal punto di vista fluidodinamico, la geometria piana formata dai lamierini rettilinei può essere trasformata in una geometria “equivalente”, composta da più canali circolari disposti in parallelo, con le dimensioni dettate dal diametro idraulico:

$$S_{canale} = \frac{\pi}{4} D_H^2$$
(3.23)

Il numero di canali messo a disposizione per l’attraversamento dei due fluidi dipende dalla ripartizione trasversale del rotore:

$$N_{C,aria} = \frac{S_{aria}}{S_{canale}}$$

$$N_{C,gas} = \frac{S_{gas}}{S_{canale}}$$
(3.24)

Le ultime grandezze geometriche richieste come Input dal modello servono per descrivere i giochi tra le parti in movimento:

8) Altezza trafilamenti trasversali:  $h_{TRAF}$

9) Gioco radiale di bypass:  $h_{BYPASS}$

L'Altezza dei trafilamenti trasversali è la distanza che intercorre tra le estremità dei setti separatori e la massa rotorica, con la quale si ricava l'area del trafilamento considerato:

$$S_{TRAF} = h_{TRAF} (D_{EST} - D_{INT}) \quad (3.25)$$

Il Gioco radiale di bypass è la distanza che intercorre tra il raggio esterno del rotore e il raggio della cassa metallica che funge da involucro. La necessità di ricavare un gioco tra le due parti dà origine a due percorsi paralleli alternativi, uno per il lato aria e uno per il lato gas, che permettono di bypassare il rotore. Per calcolare i flussi di bypass occorre definire le grandezze geometriche che stabiliscono le condizioni di moto in questi percorsi, quali la Sezione resa disponibile all'attraversamento dei fluidi:

$$S_{BYPASS,aria} = \frac{\pi}{4} [(D_{EST} + h_{BYPASS})^2 - D_{EST}^2] S_{\%aria} \quad (3.26)$$

$$S_{BYPASS,gas} = \frac{\pi}{4} [(D_{EST} + h_{BYPASS})^2 - D_{EST}^2] S_{\%gas}$$

il Perimetro bagnato:

$$P_{B,BYPASS,aria} = \pi (2D_{EST} + h_{BYPASS}) S_{\%aria} \quad (3.27)$$

$$P_{B,BYPASS,gas} = \pi (2D_{EST} + h_{BYPASS}) S_{\%gas}$$

e il Diametro idraulico:

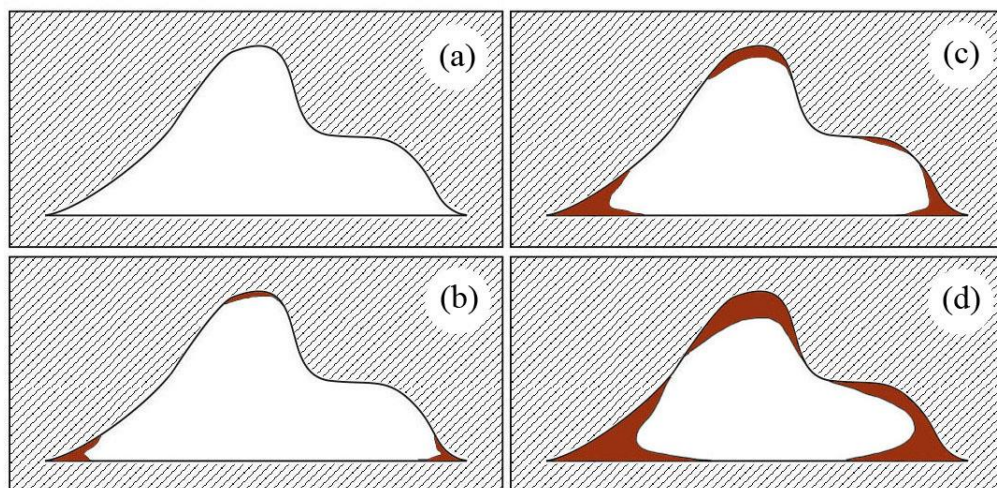
$$D_{H,BYPASS} = \frac{4 S_{BYPASS,aria}}{P_{b,BYPASS,aria}} = \frac{4 S_{BYPASS,gas}}{P_{b,BYPASS,gas}} \quad (3.28)$$

### Effetti di sporcamento

I gas combustibili che percorrono il rotore contengono sempre una certa percentuale di ceneri disciolte. Durante l'attraversamento del componente una piccola parte di queste si deposita in forma solida sulle pareti dei condotti, modificandone le caratteristiche geometriche. Anche l'aria prelevata dall'ambiente può contenere impurità che contribuiscono ad aggravare il deposito di sostanze solide sulle superfici dello scambiatore. Gli effetti dello sporcamento sulla geometria del condotto sono sempre di due tipi:

- Occlusione parziale della sezione di attraversamento
- Riduzione della superficie di contatto

Le condizioni di moto dei flussi in attraversamento dipendono ovviamente da queste grandezze, quindi per prevedere le prestazioni del componente in funzione del grado di sporcamento, bisogna innanzitutto capire come variano le caratteristiche geometriche dei condotti. Purtroppo il legame che intercorre tra quest'ultime e il grado di sporcamento dipende fortemente dalla forma del condotto. Si consideri l'esempio riportato in figura:

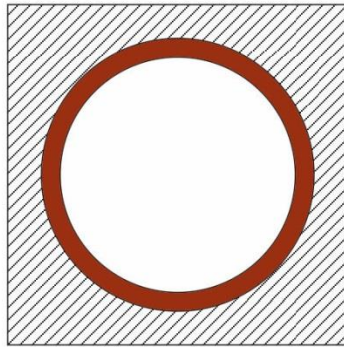


**Figura 3.05** – Fasi di sporcamento successive per un condotto di sezione determinata.

Quando la sezione del condotto è caratterizzata dalla presenza di spigoli, le zone che tendono ad occludersi per prime sono sempre quelle vicine ad essi. Durante il progressivo accumulo, le zone occluse si espandono lungo le superfici adiacenti, andando a modificare la forma del condotto in modo sostanziale. Trovare delle relazioni matematiche che descrivano le variazioni della Sezione di attraversamento e del Perimetro bagnato in funzione del grado di sporcamento è un computo difficile, che deve essere studiato caso per caso.

In questa trattazione, accontentandosi di delineare in modo approssimativo la degradazione delle prestazioni dovuta ai fenomeni di sporcamento, si decide di semplificare al massimo il problema. Il rotore è stato schematizzato come una massa cilindrica di metallo, all'interno della quale sono ricavati numerosi canali circolari disposti in parallelo, con dimensione pari al Diametro idraulico della matrice rappresentata in figura 3.04.

Per un canale di sezione circolare, non essendoci zone spigolose, è sensato ritenere che lo sporcamento avvenga in modo uniforme su tutta la superficie, senza alterare la forma del condotto. Basandosi su questa ipotesi, il problema è stato modellizzato come segue:



**Figura 3.06** – Schematizzazione degli effetti di sporcamento.

Questa schematizzazione semplificata presenta il vantaggio fondamentale di poter essere descritta in modo compiuto attraverso un solo parametro geometrico:

**10) Occlusione percentuale della Sezione:  $S_{\%,occlusione}$**

con il quale si possono ricavare le nuove grandezze geometriche che caratterizzano il flusso nel condotto parzialmente intasato:

$$S_{fluido}^* = S_{fluido}(1 - S_{\%,occlusione}) \quad (3.29)$$

$$P_{bagnato}^* = P_{bagnato}(1 - S_{\%,occlusione})^{1/2} \quad (3.30)$$

$$D_{idraulico}^* = D_{idraulico}(1 - S_{\%,occlusione})^{1/2} \quad (3.31)$$



### 3.4 Il modello fluidodinamico

Il modello fluidodinamico ha un duplice obiettivo: prevedere la distribuzione delle portate all'interno dello scambiatore e calcolare le cadute di pressione dei fluidi durante l'attraversamento del componente. Per realizzare questi compiti sono necessari due strumenti di calcolo nel seguito illustrati.

#### 1) Perdite di carico

Per calcolare le cadute di pressione che caratterizzano i flussi principali, tenendo conto delle variazioni di temperatura che li contraddistinguono, si discretizza il rotore in più parti lungo la componente longitudinale e per ogni parte si suppone che il flusso sia a temperatura costante pari alla temperatura media tra ingresso e uscita. Se il numero di suddivisioni è abbastanza elevato, questa discretizzazione permette di calcolare le perdite di carico nel rotore con buona approssimazione. Si consideri dunque un flusso gassoso a temperatura costante, che percorre un tubo scabro disposto verticalmente.

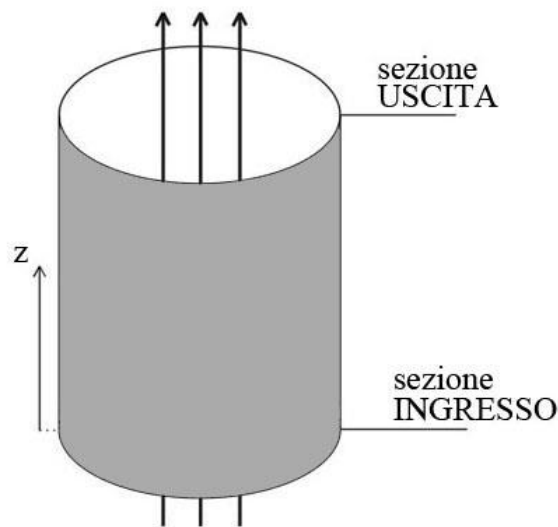


Figura 3.07 – Convezione interna in condotto verticale.

L'energia specifica del fluido in una determinata sezione è data dalla somma di tre contributi: l'energia di pressione  $E_P$ , l'energia potenziale  $E_G$  e l'energia cinetica  $E_C$ :

$$E = E_P + E_G + E_C = \frac{p}{\rho} + gz + \frac{v^2}{2} \quad (3.32)$$

Applicando il principio di conservazione dell'energia tra la sezione d'ingresso e la sezione d'uscita, si può affermare che la differenza di energia tra le due sezioni è data dall'energia dissipata nel condotto sotto forma di attrito fluidodinamico:

$$E_{IN} - E_{OUT} = \Delta E_{LOSS} \quad (3.33)$$

Sostituendo nel bilancio energetico le equazioni dell'energia specifica si ottiene la formula per il calcolo delle perdite di carico:

$$\Delta p = \rho g (z_{OUT} - z_{IN}) + \frac{1}{2} \rho (v_{OUT}^2 - v_{IN}^2) + \Delta p_{LOSS} \quad (3.34)$$

Nel caso studio considerato la sezione del condotto non varia lungo la componente longitudinale, quindi è possibile semplificare il termine legato alle variazioni di energia cinetica, arrivando alla formulazione finale:

$$\Delta p = \rho g (z_{OUT} - z_{IN}) + \Delta p_{LOSS} \quad (3.35)$$

Il termine che esprime la dissipazione energetica dovuta all'attrito fluidodinamico si calcola con la seguente:

$$\Delta p_{LOSS} = f_{ATT} \frac{1}{2} \rho v^2 \frac{\Delta z}{D_H^*} \quad (3.36)$$

Il *fattore d'attrito* indicato con “ $f_{ATT}$ ” rappresenta un coefficiente numerico in grado di misurare l'entità della dissipazione energetica. La formula per il calcolo di questo coefficiente dipende dal regime di moto analizzato e dalla scabrezza relativa del condotto. In regime laminare il fattore d'attrito si ricava analiticamente dalla teoria dello strato limite:

→ Regime laminare:  **$Re_D \leq 2300$**

$$f_{ATT} = \frac{64}{Re_D} \quad (3.37)$$

In regime turbolento si utilizza una formulazione di natura empirica:

→ Regime turbolento:  **$2300 < Re_D < 10^8$**

$$f_{ATT} = \left\{ -1,52 \log_{10} \left[ \left( \frac{\varepsilon/D_H^*}{7,21} \right)^{1,042} + \left( \frac{2,731}{Re_D} \right)^{0,915} \right] \right\}^{-2,169} \quad (3.38)$$

## 2) Trafilamenti di portata trasversali

Come si è già ricordato nel secondo capitolo, il flusso d'aria che risale lo scambiatore risulta sempre a pressione superiore rispetto al flusso di gas combusti che percorre il componente nella direzione opposta. Queste differenze di pressione si traducono in trafiletti d'aria trasversali, situati alla base e all'apice del rotore. Per quantificare l'entità di questi fenomeni si utilizza la seguente procedura di calcolo.

Si consideri il sistema rappresentato in figura, costituito da due ambienti contenenti fluidi a pressioni diverse, separati da una parete rigida sulla quale è ricavato un passaggio.

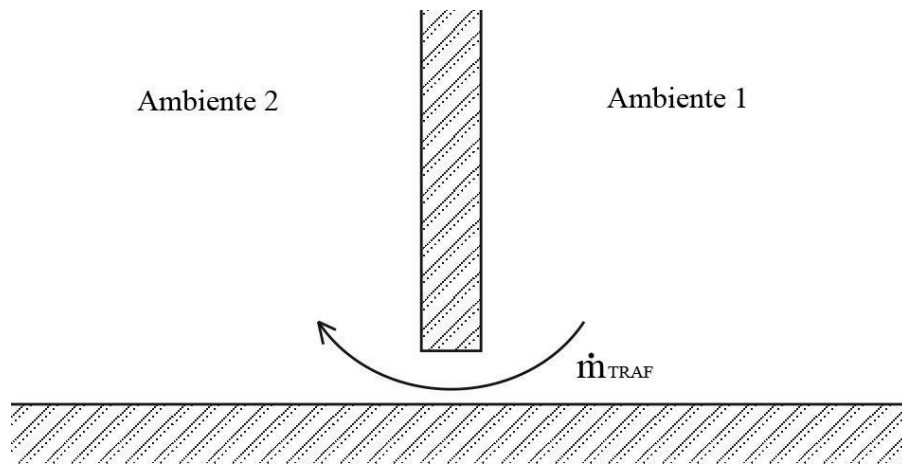


Figura 3.08 – Rappresentazione schematica di un trafiletto trasversale.

Per calcolare la portata massica che trafile dall'ambiente a pressione superiore verso quello a pressione più bassa, occorre innanzitutto valutare le grandezze totali dell'ambiente a monte del trafiletto:

$$T_{1,tot} = T_1 + \frac{v^2}{2 C_p} \quad (3.39)$$

$$p_{1,tot} = p_1 + \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (3.40)$$

$$\rho_{1,tot} = \frac{p_{1,tot} MM}{R T_{1,tot}} \quad (3.41)$$

$$c_{1,tot} = \sqrt{\frac{\gamma R T_{1,tot}}{MM}} \quad (3.42)$$

Con le grandezze appena elencate è possibile ricavare la portata massica ideale, ovvero la portata che attraverserebbe il foro in condizioni di flusso isoentropico reversibile:

$$\dot{m}_{IDEALE} = \rho_{1,tot} c_{1,tot} A_{TRAF} f_C \quad (3.43)$$

dove “ $f_C$ ” rappresenta la *funzione di flusso comprimibile*, una funzione che dipende dalle proprietà del fluido e dal rapporto di espansione tra i due ambienti:

$$f_C = \sqrt{\frac{2}{\gamma - 1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_{1,tot}} \right)^{2/\gamma} - \left( \frac{p_2}{p_{1,tot}} \right)^{\gamma+1/\gamma} \right]} \quad (3.44)$$

Infine occorre passare dalle condizioni ideali a quelle reali tramite l'introduzione di un *coefficiente di efflusso*:

$$\dot{m}_{TRAF} = C_{EFFLUSSO} \dot{m}_{IDEALE} \quad (3.45)$$

Il valore di questo coefficiente, compreso tra [0÷1], dipende dalla geometria del trafilemento considerato ed è molto difficile da prevedere con precisione, in molti casi l'unico modo per farlo è ricorrendo a campagne di misure in laboratorio. Nel caso di interesse, non avendo a disposizione dati sperimentali, si stima il coefficiente con un valore preso da letteratura. Per un passaggio “piatto” senza estremità raccordate, con area forata molto piccola rispetto all'area totale della parete, *Isaak E. Idelchik* consiglia di usare un valore costante pari a 0,586.

In sintesi, si possono riassumere gli strumenti di calcolo appena discussi evidenziando le grandezze principali da cui dipendono.

- 1) Le perdite di carico in convezione interna dipendono dalla portata massica fluente, dalla temperatura del flusso a cui si devono valutare le proprietà termofisiche del fluido, e dalla geometria del condotto:

$$\Delta p = \Delta p (\dot{m}, T, geo)$$

- 2) I trafilementi di portata trasversali dipendono dalle grandezze totali del fluido a monte, dalla pressione del fluido a valle, e dalla geometria del foro:

$$\dot{m}_{TRAF} = \dot{m}_{TRAF} (p_{1,tot}, T_{1,tot}, p_2, geo)$$

### Ipotesi alla base del modello fluidodinamico

- Il rotore viene suddiviso longitudinalmente in n-porzioni, per ciascuna parte le perdite di carico vengono calcolate come se il flusso fosse a temperatura costante, pari alla temperatura media tra ingresso e uscita della porzione considerata.
- I trafiletti trasversali di aria avvengono soltanto alla base e all'apice del rotore.
- I trafiletti di bypass non subiscono significative variazioni di temperatura.
- I trafiletti per intrappolamento vengono trascurati.

Sotto queste ipotesi, la fluidodinamica dello scambiatore può essere rappresentata come segue:

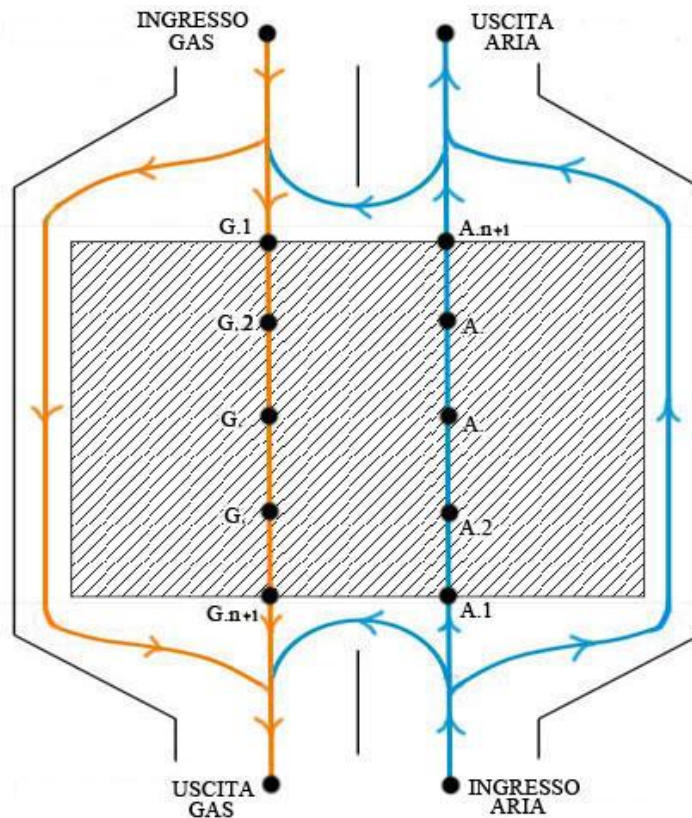


Figura 3.09 – Schema dettagliato del modello fluidodinamico.

## Procedimento di calcolo

Il modello fluidodinamico si basa su un procedimento di calcolo iterativo, che si illustra nel seguito nei suoi passaggi principali:

1. Il primo step riguarda l'inizializzazione dei valori di temperatura assunti dai fluidi nei punti intermedi del rotore. Quando il modello viene eseguito per la prima volta, questi valori vengono ipotizzati in modo sensato sulla base delle temperature dei fluidi all'ingresso dello scambiatore. Nelle esecuzioni successive, gli stessi valori vengono prelevati dai risultati del modello termico.

$$T_{A,2} = \dots \quad T_{A,3} = \dots \quad T_{A,n+1} = \dots$$

$$T_{G,2} = \dots \quad T_{G,3} = \dots \quad T_{G,n+1} = \dots$$

2. Nel secondo step si dà il via al procedimento iterativo, ipotizzando un valore di primo tentativo del trafilemento trasversale inferiore.

$$\dot{m}_{aria,TRAF,INF} = \text{valore ipotizzato}$$

3. Avendo ipotizzato il valore della portata d'aria che trafile verso il lato fumi alla base del rotore, si ricava immediatamente la portata d'aria che continua il suo cammino lungo lo scambiatore.

$$\dot{m}_{aria,SCAMBIATORE} = \dot{m}_{aria,IN} - \dot{m}_{aria,TRAF,INF}$$

4. La portata appena calcolata si suddivide in due flussi paralleli, quello che attraversa il rotore e quello che lo bypassa. I due flussi si riuniscono all'apice dello scambiatore, quindi in quella posizione devono avere la stessa pressione. Uguagliando le perdite di carico che caratterizzano i due percorsi si ottiene la ripartizione tra le due portate.

$$\Delta p_{aria,ROTORE} - \Delta p_{aria,BYPASS} = 0$$

5. Nota la ripartizione della portata d'aria tra rotore e flusso di bypass, con un semplice bilancio energetico si calcola la temperatura dell'aria all'uscita dello scambiatore:

$$(\dot{m} h_T)_{aria,OUT} = (\dot{m} h_T)_{aria,n+1} + (\dot{m} h_T)_{aria,BYPASS}$$

6. Le condizioni del flusso d'aria che sta per lasciare lo scambiatore a questo punto sono completamente note, quindi è possibile calcolare il valore del trafilemento trasversale superiore con lo schema di calcolo illustrato all'inizio del paragrafo:

$$\dot{m}_{aria,TRAF,SUP} = \dots$$

7. Col valore appena calcolato si ottiene la portata diluita di gas combustibili che scende lungo lo scambiatore:

$$\dot{m}_{gas,SCAMBIATORE} = \dot{m}_{gas,IN} + \dot{m}_{aria,TRAF,SUP}$$

8. La temperatura del flusso di gas in ingresso nel rotore si ricava nuovamente con un semplice bilancio energetico:

$$(\dot{m} h_T)_{gas,1} = (\dot{m} h_T)_{gas,IN} + (\dot{m} h_T)_{aria,TRAF,SUP}$$

9. La portata diluita di gas combustibili si ripartisce tra rotore e percorso di bypass, esattamente come già visto per il lato aria. Per calcolare la ripartizione tra i due percorsi si impone l'uguaglianza tra le perdite di carico dei due percorsi:

$$\Delta p_{gas,ROTORE} - \Delta p_{gas,BYPASS} = 0$$

10. A questo punto gli stati fisici dei due ambienti separati dal setto inferiore sono noti, quindi è possibile calcolare il valore del trafilemento d'aria inferiore:

$$\dot{m}_{aria,TRAF,INF} = \dots$$

11. Nell'ultimo passaggio si calcola la temperatura dei gas combustibili all'uscita dello scambiatore, prima e dopo l'ulteriore diluizione dovuta al trafilemento inferiore:

$$(\dot{m} h_T)_{gas,OUT*} = (\dot{m} h_T)_{gas,n+1} + (\dot{m} h_T)_{gas,BYPASS}$$

$$(\dot{m} h_T)_{gas,OUT} = (\dot{m} h_T)_{gas,OUT*} + (\dot{m} h_T)_{aria,TRAF,INF}$$

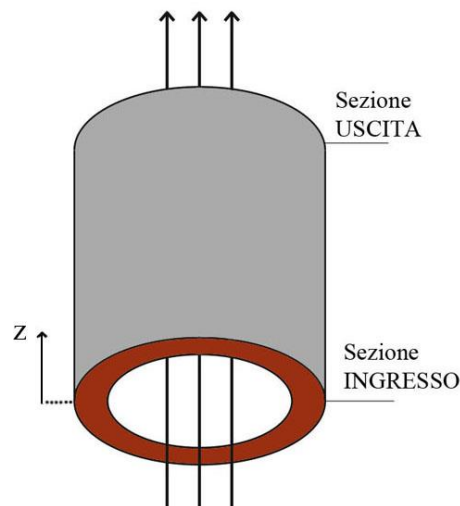
Dopo aver eseguito questi passaggi il programma effettua il controllo sulla portata d'aria che trafile alla base del rotore. Se il valore del trafilemento inferiore ipotizzato al *passo\_2* è uguale al valore calcolato al *passo\_10* il programma si arresta, in caso contrario sostituisce al valore ipotizzato quello calcolato e prosegue con l'iterazione fino a convergenza.

### 3.5 Il modello termico

Il modello termico descrive i fenomeni di scambio termico che avvengono nel rotore, delineando i profili di temperatura delle correnti fluide e della massa rotorica. Per alleggerire la trattazione successiva si anticipa la discussione degli strumenti di calcolo utilizzati dal modello.

#### 1) Potenza termica scambiata da un flusso in convezione interna

Si consideri un flusso gassoso che attraversa un condotto circolare, parzialmente occluso da fenomeni di sporco, con temperatura superficiale del condotto  $T_S$  uniforme su tutta la lunghezza:



**Figura 3.10** – Flusso di un gas in convezione interna.

Note le condizioni del flusso alla sezione di ingresso e la temperatura superficiale del condotto, si vuole determinare la temperatura del fluido alla sezione d'uscita, quindi la potenza termica scambiata. Se la temperatura superficiale del condotto è più alta della temperatura del fluido in ingresso, il flusso gassoso viene riscaldato, nel caso opposto viene raffreddato. Le equazioni che permettono di ottenere i risultati desiderati si applicano indifferentemente ai due casi.

La potenza termica scambiata dal fluido può essere calcolata in due modi, il primo si basa su un semplice bilancio energetico tra la sezione d'ingresso e quella d'uscita:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{fluido} (h_{T,fluido,OUT} - h_{T,fluido,IN}) \quad (3.46)$$



La seconda equazione invece è di carattere fenomenologico:

$$\dot{Q} = UA \Delta T_{ml, fluido-metallo} = UA \frac{(T_{fluido,IN} - T_{fluido,OUT})}{\ln\left(\frac{T_{fluido,IN} - T_S}{T_{fluido,OUT} - T_S}\right)} \quad (3.47)$$

dove “ $U$ ” rappresenta il *coefficiente di scambio termico globale*, una grandezza che dipende dalle condizioni di moto del fluido e dalla geometria del condotto, mentre “ $A$ ” rappresenta la *superficie lambita dal fluido*. Il prodotto tra queste due grandezze caratterizza la prestazione termica del condotto:

$$(UA) = (R_{conv} + R_{fouling})^{-1} = \left( \frac{1}{h_{conv} A} + \frac{\ln(D_H/D_H^*)}{2\pi \Delta z k_{fouling}} \right)^{-1} \quad (3.48)$$

Il *coefficiente di scambio termico convettivo* “ $h_{conv}$ ” di un flusso in convezione interna dipende principalmente dal regime di moto instaurato.

In regime laminare, per un condotto circolare con temperatura superficiale costante, la relazione per il calcolo di questo coefficiente può essere ricavata in via analitica dalla teoria dello strato limite:

3) Regime laminare:  **$Re_D \leq 2300$**

$$h_{conv} = 3,66 \frac{k_{fluido}}{D_H^*} \quad (3.49)$$

In regime turbolento invece ci si affida alla correlazione semi-empirica di Gnielinski:

4) Regime turbolento:  **$2300 < Re_D < 5 \cdot 10^6$**

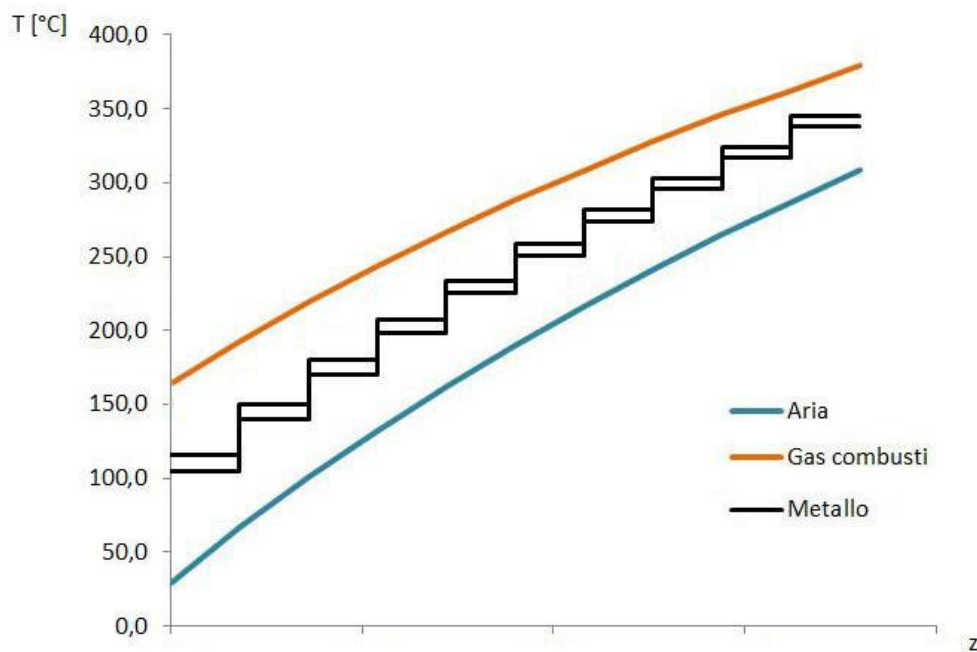
$$h_{conv} = \frac{(f_{ATT}/8) (Re_D - 1000) Pr}{1 + 12,7 (f_{ATT}/8)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \frac{k_{fluido}}{D_H^*} \quad (3.50)$$

In entrambi i casi, le proprietà termofisiche del fluido sono valutate alla temperatura media del flusso tra le sezioni di ingresso e di uscita.

### Ipotesi alla base del modello termico

- Il rotore viene suddiviso longitudinalmente in n-porzioni, per ognuna si suppone che la temperatura dei lamierini metallici possa variare lungo la sola componente circonferenziale  $t$ , individuando un range compreso tra il valore minimo e il valore massimo.
- Le temperature delle due correnti fluide variano soltanto lungo la direzione longitudinale  $z$ , le variazioni di temperatura che si manifestano lungo la componente circonferenziale vengono annullate lavorando su valori medi.
- Gli scambi di massa tra lato “aria” e lato “gas combusti” dovuti alla rotazione del componente vengono trascurati. Le portate che entrano nel rotore lo attraversano senza subire variazioni di portata o composizione.

Sotto le ipotesi adottate, i profili di temperatura dei fluidi e della massa rotorica, possono essere rappresentati in funzione dell'altezza dello scambiatore come mostrato in figura:



**Figura 3.11** – Rappresentazione dei profili di temperatura del rotore lungo la direzione longitudinale.

### Procedimento di calcolo per la singola porzione

Note le condizioni dei flussi all'ingresso del rotore, risolvere il problema termico significa calcolare per tutte le porzioni cui è stato suddiviso lo scambiatore le temperature di ingresso e uscita delle correnti, e il range entro cui varia la temperatura dei lamierini metallici. Per spiegare come si arriva a questi risultati bisogna passare attraverso la soluzione della singola porzione:

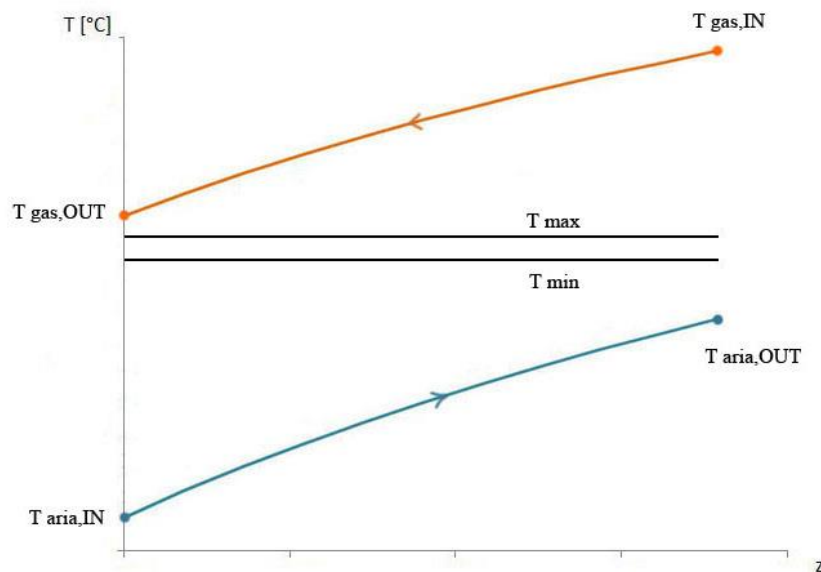


Figura 3.12 – Diagramma T-z di una porzione trasversale.

Assumendo note le condizioni delle correnti in ingresso, la soluzione della singola porzione è composta da quattro risultati:

- Temperatura dell'aria in uscita:  $T_{aria,OUT}$
- Temperatura dei gas in uscita:  $T_{gas,OUT}$
- Temperatura massima del metallo:  $T_{MAX}$
- Temperatura minima del metallo:  $T_{MIN}$

Servono pertanto quattro equazioni che mettano in relazione le quattro temperature. Risolvere il problema termico della singola porzione si traduce in risolvere un sistema composto da quattro equazioni non lineari in quattro incognite. Nel seguito vengono presentate le equazioni che compongono il sistema risolutivo.

Si consideri un intervallo di tempo pari ad un periodo completo di rotazione. Le prime due equazioni si ricavano applicando un bilancio energetico tra la corrente d'aria e la massa rotorica. La variazione di energia interna della massa metallica della porzione considerata è pari alla potenza termica assorbita dalla corrente d'aria:

$$m_{met}c_{met} \frac{dT_{met}}{dt} = \dot{Q}_{aria}$$

La potenza termica assorbita dal flusso d'aria può essere espressa in due forme differenti:

$$m_{met}c_{met} \frac{dT_{met}}{dt} = \dot{m}_{aria} (h_{T,aria,OUT} - h_{T,aria,IN}) \quad (3.51)$$

$$m_{met}c_{met} \frac{dT_{met}}{dt} = N_{C,aria} (UA)_{C,aria} \Delta T_{ml,aria-metallo} \quad (3.52)$$

Le due equazioni devono essere integrate analiticamente nel tempo, fra gli istanti:

$$\begin{aligned} \cdot \quad t = 0 & \quad \rightarrow \quad T_{met} = T_{MAX} \\ \cdot \quad t = \Delta t_{ROT} & \quad \rightarrow \quad T_{met} = T_{MIN} \end{aligned}$$

Le ultime due equazioni si ricavano applicando un analogo bilancio energetico tra la corrente di gas combustibili e la massa rotorica. La variazione di energia interna della massa rotorica della porzione considerata è pari alla potenza termica rilasciata dal flusso di gas combustibili:

$$m_{met}c_{met} \frac{dT_{met}}{dt} = \dot{Q}_{gas}$$

La potenza termica assorbita dal flusso di gas può essere espressa in due forme differenti:

$$m_{met}c_{met} \frac{dT_{met}}{dt} = \dot{m}_{gas} (h_{T,gas,IN} - h_{T,gas,OUT}) \quad (3.53)$$

$$m_{met}c_{met} \frac{dT_{met}}{dt} = N_{C,gas} (UA)_{C,gas} \Delta T_{ml,gas-metallo} \quad (3.54)$$

Le due equazioni devono essere integrate analiticamente nel tempo, fra gli istanti:

$$\begin{aligned} \cdot \quad t = 0 & \quad \rightarrow \quad T_{met} = T_{MIN} \\ \cdot \quad t = \Delta t_{ROT} & \quad \rightarrow \quad T_{met} = T_{MAX} \end{aligned}$$

### Procedimento di calcolo per l'intero rotore

Suddividere il rotore in n-porzioni trasversali significa risolvere n-sistemi del tipo:

$$\begin{cases} f_{3.51} = f(T_{MAX}, T_{MIN}, T_{aria,OUT}) \\ f_{3.52} = f(T_{MAX}, T_{MIN}, T_{aria,OUT}) \\ f_{3.53} = f(T_{MAX}, T_{MIN}, T_{gas,OUT}) \\ f_{3.54} = f(T_{MAX}, T_{MIN}, T_{gas,OUT}) \end{cases}$$

La soluzione proposta per la singola porzione si basa sull'assunzione che le condizioni dei fluidi in ingresso siano note. In realtà osservando il rotore, è possibile notare che non c'è nessuna porzione per la quale siano note entrambe le condizioni di ingresso, quindi non c'è nessun sistema che può essere risolto a priori con la certezza che i risultati ottenuti siano corretti. Inoltre bisogna osservare che le soluzioni delle diverse porzioni sono dipendenti una dall'altra, infatti le condizioni di uscita dei fluidi di una determinata porzione coincidono con le condizioni di ingresso delle porzioni adiacenti.

Consci di queste osservazioni, il procedimento di calcolo per la soluzione termica dell'intero rotore può essere descritto dai seguenti passaggi:

1. Il primo step inserisce nel modello i valori delle portate massiche che attraversano il rotore ed le pressioni dei fluidi nei punti intermedi del rotore. Tali valori vengono prelevati dalla soluzione dell'ultima esecuzione del modello fluidodinamico:

$$\dot{m}_{aria,ROTORE} = \dots \quad p_{A.2} = \dots \quad p_{A.3} = \dots \quad p_{A.n+1} = \dots$$

$$\dot{m}_{gas,ROTORE} = \dots \quad p_{G.2} = \dots \quad p_{G.3} = \dots \quad p_{G.n+1} = \dots$$

2. Il secondo passaggio risolve in serie le n-porzioni che compongono il rotore. Ciascun sistema viene risolto con un opportuno metodo numerico, senza curarsi degli effetti che derivano sulle soluzioni dei sistemi adiacenti.
3. L'ultimo passaggio controlla che tutti i sistemi siano risolti con errore inferiore al valore di tolleranza desiderato. Se la condizione è affermativa il modello si arresta, altrimenti riparte dal punto precedente e continua a risolvere la serie di sistemi fino al raggiungimento dell'obiettivo.

### 3.6 Epilogo riassuntivo

Per prevedere le prestazioni dello scambiatore rotativo di tipo Ljungstrom è stato elaborato uno schema di calcolo composto da due sotto-modelli, il *modello fluidodinamico* e il *modello termico*, entrambi caratterizzati da una struttura di calcolo iterativa. I modelli vengono eseguiti in modo separato, uno dopo l'altro, fino alla convergenza dei risultati. La convergenza del programma è garantita dalla complementarità dei risultati offerti dai due schemi.

Le strutture di calcolo dei due sotto-modelli, ampiamente descritte nei paragrafi precedenti, possono essere riassunte in modo sintetico per evidenziare il legame di complementarità che le caratterizza.

#### Modello Fluidodinamico

GRANDEZZE di INPUT:

- Geometria completa del componente.
- Condizioni delle correnti all'ingresso dello scambiatore.
- Temperature dei fluidi nei punti intermedi del rotore.

GRANDEZZE di OUTPUT:

- Distribuzione delle portate all'interno del componente.
- Pressioni dei fluidi nei punti intermedi del rotore ed all'uscita dello scambiatore.

STRUTTURA di CALCOLO:

Procedimento iterativo con controllo sul valore del trafilemento d'aria trasversale che si verifica alla base del rotore.

#### Modello Termico

GRANDEZZE di INPUT:

- Geometria del rotore.
- Regime di rotazione.
- Condizioni delle correnti all'ingresso dello scambiatore.
- Portate massiche che attraversano il rotore.
- Pressioni dei fluidi nei punti intermedi del rotore.

GRANDEZZE di OUTPUT:

- Temperature dei fluidi nei punti intermedi del rotore ed all'uscita dello scambiatore.
- Temperature dei lamierini metallici.
- Potenza termica scambiata tra le due correnti.

STRUTTURA di CALCOLO:

Procedimento iterativo con controllo sul valore dell'errore col quale vengono risolti tutti gli n-sistemi di equazioni che compongono il problema.

## Discretizzazione del rotore

Per entrambi i sotto-modelli si è dimostrata la necessità di discretizzare il rotore, lungo la componente longitudinale, in n-porzioni di uguale dimensione. Il numero di suddivisioni adottato è un parametro fondamentale di cui non si è ancora discusso. Esso influenza la capacità del modello di convergere su un determinato set di dati iniziali, i tempi di esecuzione del programma e i risultati ottenuti. La scelta del numero di discretizzazioni deve essere intrapresa tenendo conto di tutti questi fattori.

In generale, aumentando il numero di porzioni cui è suddiviso il rotore:

- **Migliora la convergenza del modello.** Il programma è in grado di convergere su un set più esteso di dati iniziali, riuscendo a descrivere una casistica più varia di condizioni operative.
- **Migliora l'accuratezza del modello.** Per ciascuna porzione sono state definite delle ipotesi semplificative, che all'aumentare del numero di suddivisioni, descrivono più realisticamente i fenomeni fisici che avvengono nello scambiatore.
- **Peggiora la velocità di esecuzione del programma.** Il numero di discretizzazioni del rotore è direttamente proporzionale al numero di equazioni che il modello deve chiudere, con esso aumenta l'onere computazionale richiesto, quindi il tempo di risposta.

In riferimento al primo punto, bisogna considerare che le condizioni operative di uno scambiatore Ljungstrom, installato in centrali termoelettriche per applicazioni rigenerative, sono dettate dalle esigenze della caldaia, quindi sono soggette a variazioni abbastanza limitate.

Il rapporto tra le portate in ingresso nello scambiatore per esempio deriva dall'eccesso d'aria con cui viene alimentata la camera di combustione. Questo parametro dipende dalla composizione del combustibile utilizzato e dal carico di funzionamento dell'impianto. Alimentare la caldaia con una portata d'aria superiore al valore stechiometrico è indispensabile per prevenire la formazione di incombusti, ma è opportuno non esagerare, perché con essa aumentano le perdite di calore al camino e l'energia assorbita dai ventilatori. In genere l'eccesso d'aria utilizzato varia in un range limitato (15÷25 %), pertanto anche il rapporto tra le portate in ingresso nello scambiatore risulta piuttosto stabile.

Le pressioni delle correnti in ingresso allo scambiatore sono dettate dalla pressione richiesta in camera di combustione. Nelle architetture moderne, le caldaie funzionano sempre con un valore di pressione leggermente inferiore al valore atmosferico (funzionamento a tiraggio bilanciato). I gas combusti entrano nello scambiatore Ljungstrom con un valore di pressione inferiore a quello che regna in caldaia (-150÷100 mmH<sub>2</sub>O), mentre l'aria è stata appena prelevata dall'ambiente esterno tramite ventilatore premente (+200÷300 mmH<sub>2</sub>O).

Infine, anche le temperature delle correnti in ingresso nello scambiatore sono soggette a variazioni molto limitate. La portata di gas combustibili arriva direttamente dall'economizzatore, l'ultimo banco della caldaia (330÷370°C). La portata di aria arriva dall'ambiente esterno, ma in molti impianti lo scambiatore rigenerativo è preceduto da uno scambiatore a piastre, alimentato a vapore prelevato dal ciclo. Questo componente aggiuntivo serve a mantenere la temperatura dei gas combustibili al di sopra del valore limite dettato dalle condense acide (funzione del tenore di zolfo nel combustibile).

Considerato che le condizioni operative del componente variano entro intervalli ben definiti, non è importante che il modello sia in grado di convergere su una casistica di condizioni molto più estesa. È invece necessario che il modello converga sempre, e nel modo più veloce possibile, nelle condizioni operative di interesse. La scelta del numero di discretizzazioni del rotore deve innanzitutto rispettare questo criterio.

Una volta stabilito un numero di ripartizioni sufficiente a soddisfare il primo criterio, bisogna risolvere il compromesso tra accuratezza dei risultati e velocità di esecuzione. Aumentando il numero di ripartizioni e valutando le variazioni dei risultati principali è possibile individuare la soluzione ottimale.

Nel caso di interesse, la soluzione ritenuta ottimale è: **n = 10**

Nella tabella sottostante si mostrano le variazioni dei risultati principali e dei tempi di esecuzione, nel passaggio da 10 a 12 suddivisioni spaziali del rotore.

**Tabella 3.02** - Variazioni percentuali dei risultati principali del modello e dei tempi di esecuzione, relativi a 20 simulazioni con differenti set parametrici, riferite al passaggio da n=10 a n=12.

$\Delta T_{\text{ARIA}}$	$\Delta T_{\text{GAS}}$	$\Delta p_{\text{ARIA}}$	$\Delta p_{\text{GAS}}$	$m_{\text{TRAF,TOT}}$	tempo
%	%	%	%	%	%
< 1%	< 0,5%	< 0,3%	< 0,3%	< 0,3%	> 30%

Osservando i valori riportati in tabella si giustifica la scelta del numero di suddivisioni ottimale. I risultati ottenuti con un numero superiore di suddivisioni sono infatti del tutto simili a quelli del caso ottimale, ma il tempo di risposta necessario è decisamente più alto.



## Versioni del modello

Per migliorare l'efficienza d'utilizzo del programma sono state elaborate due differenti versioni del modello. L'utente può scegliere quale versione avviare in funzione dello specifico problema considerato. Le due versioni del modello differiscono esclusivamente per il processo di inizializzazione dei valori di primo tentativo:

- 1) La prima versione del modello è consigliata per quei casi in cui non si ha un'idea precisa dei risultati che attendono. Il programma richiede all'utente di definire un valore suggerito della temperatura dell'aria all'uscita dello scambiatore, sulla base del quale vengono stabilite in modo coerente tutte le altre grandezze di primo tentativo. Il tempo impiegato dal modello per raggiungere la convergenza dei risultati dipende ovviamente dal grado di correttezza del suggerimento proposto. Le simulazioni effettuate indicano tempi massimi di risposta intorno ai 120÷180 secondi.
- 2) La seconda versione del modello è consigliata nei casi in cui si suppone che i risultati elaborati dalla simulazione che si sta per lanciare non siano molto dissimili dai risultati calcolati durante l'ultima esecuzione del programma. In questo caso i valori di primo tentativo necessari vengono pescati direttamente dai risultati dell'ultima simulazione. Se utilizzata nei casi idonei questa versione del modello permette di ottenere tempi di risposta notevolmente ridotti.



## Capitolo 4

### Analisi dei risultati

In questo capitolo si procede alla convalida numerica dei risultati ottenuti dal modello, compiuta attraverso il confronto con un modello analogo depositato dalla società *Enel S.p.A.*, precedentemente validato. La convalida numerica è seguita da due campagne di analisi parametriche, focalizzate su obiettivi differenti. La prima indaga sul design dello scambiatore, evidenziando le influenze delle principali grandezze geometriche sulle prestazioni attese. La seconda valuta le prestazioni di uno scambiatore dal design determinato in diverse condizioni operative.

#### 4.1 Convalida dei risultati

Per eseguire il confronto tra il modello elaborato e il modello registrato da *Enel S.p.A.* sono stati definiti 10 set di dati iniziali, che si differenziano uno dall'altro per i valori assegnati alle seguenti grandezze:

- Portata massica, Temperatura e Pressione dei gas combusti in ingresso.
- Portata massica, Temperatura e Pressione dell'aria in ingresso.
- Regime di rotazione.
- Dimensioni del rotore: Sezione trasversale e Altezza.
- Dimensioni del lamierino: Spessore e Passo.
- Dimensioni dei giochi trasversali e longitudinali.

Per valutare le differenze tra i due schemi di calcolo, per ogni simulazione effettuata sono stati registrati i risultati principali che caratterizzano la prestazione dello scambiatore:

- Incremento di temperatura acquisito dalla corrente d'aria.
- Riduzione di temperatura subita dalla corrente di gas combusti.
- Cadute di pressione sul lato aria.
- Cadute di pressione sul lato gas combusti.
- Portata totale di aria trafilata nel lato gas combusti.

Di seguito le variazioni di temperatura delle correnti che attraversano lo scambiatore, calcolate dai due modelli:

	Modello		Modello Enel		Errore %	Errore %
	$\Delta T_{ARIA}$ °C	$\Delta T_{GAS}$ °C	$\Delta T_{ARIA}$ °C	$\Delta T_{GAS}$ °C		
Set parametrico 01	261,2	218,9	261,9	219,6	<b>-0,3</b>	<b>-0,3</b>
Set parametrico 02	247,1	212,7	247,5	214,0	<b>-0,2</b>	<b>-0,6</b>
Set parametrico 03	261,5	212,6	262,1	213,6	<b>-0,2</b>	<b>-0,5</b>
Set parametrico 04	280,4	225,5	280,7	226,6	<b>-0,1</b>	<b>-0,5</b>
Set parametrico 05	269,0	229,9	269,7	231,2	<b>-0,3</b>	<b>-0,6</b>
Set parametrico 06	264,5	225,0	266,5	226,3	<b>-0,8</b>	<b>-0,6</b>
Set parametrico 07	295,8	239,3	298,7	240,9	<b>-1,0</b>	<b>-0,7</b>
Set parametrico 08	229,8	194,0	229,6	194,0	<b>0,1</b>	<b>0,0</b>
Set parametrico 09	262,1	221,3	265,0	222,9	<b>-1,1</b>	<b>-0,7</b>
Set parametrico 10	284,5	236,0	287,0	237,6	<b>-0,9</b>	<b>-0,7</b>

Le cadute di pressione dei due flussi:

	Modello		Modello Enel		Errore %	Errore %
	$\Delta p_{ARIA}$ Pa	$\Delta p_{GAS}$ Pa	$\Delta p_{ARIA}$ Pa	$\Delta p_{GAS}$ Pa		
Set parametrico 01	536	776	525	807	<b>2,1</b>	<b>-4,0</b>
Set parametrico 02	597	846	584	886	<b>2,2</b>	<b>-4,7</b>
Set parametrico 03	636	999	625	1040	<b>1,7</b>	<b>-4,1</b>
Set parametrico 04	527	802	519	832	<b>1,5</b>	<b>-3,7</b>
Set parametrico 05	808	1150	795	1196	<b>1,6</b>	<b>-4,0</b>
Set parametrico 06	549	760	539	791	<b>1,8</b>	<b>-4,1</b>
Set parametrico 07	740	1065	736	1107	<b>0,6</b>	<b>-3,9</b>
Set parametrico 08	433	648	422	679	<b>2,6</b>	<b>-4,8</b>
Set parametrico 09	913	1317	912	1371	<b>0,1</b>	<b>-4,1</b>
Set parametrico 10	738	1109	738	1159	<b>0,0</b>	<b>-4,5</b>

Ed i valori della portata d'aria che trafile verso il lato fumi, somma dei trafiletti trasversali inferiore e superiore:

	Modello	Modello Enel	Errore %
	$m_{\text{ARIA,TRAF}}$ kg/s	$m_{\text{ARIA,TRAF}}$ kg/s	
Set parametrico 01	5,52	5,59	<b>-1,2</b>
Set parametrico 02	5,70	5,81	<b>-1,9</b>
Set parametrico 03	5,70	5,81	<b>-1,9</b>
Set parametrico 04	7,00	7,08	<b>-1,1</b>
Set parametrico 05	12,02	12,10	<b>-0,7</b>
Set parametrico 06	13,30	13,51	<b>-1,6</b>
Set parametrico 07	13,32	13,56	<b>-1,8</b>
Set parametrico 08	17,87	18,14	<b>-1,5</b>
Set parametrico 09	17,90	18,20	<b>-1,7</b>
Set parametrico 10	19,61	19,98	<b>-1,9</b>

Osservando i risultati è possibile affermare che dal punto di vista delle temperature, e quindi della potenza termica scambiata, i due modelli sono del tutto equivalenti (valori degli errori compresi tra **-1,1%** e **+0,1%**).

Le differenze più importanti si manifestano sulla predizione delle perdite di carico. Il modello tende a sovrastimare le cadute di pressione sul lato aria (valori degli errori compresi tra **0,0%** e **+2,6%**) e a sottostimare quelle sul lato gas combusto (valori degli errori compresi tra **-3,7%** e **-4,8%**). Le differenze possono essere ricondotte alle diverse formule empiriche utilizzate per il calcolo delle proprietà termofisiche dei fluidi. Alle alte temperature la formula utilizzata per calcolare la viscosità dinamica tende a sottostimare significativamente il valore fornito dal modello di confronto (variazioni fino a -10%).

Per quanto riguarda la portata di aria trafileta, tutte le prove eseguite dimostrano che il modello tende a sottostimare il valore calcolato dal modello di confronto, tuttavia le differenze sono molto limitate (valori degli errori compresi tra **-0,7%** e **-2,4%**). Considerando che i due modelli utilizzano formule differenti per il calcolo dei trafiletti trasversali, l'ordine di grandezza di questo scostamento sembra del tutto accettabile.

## 4.2 Analisi di sensitività (Design Componente)

Le prestazioni di uno scambiatore rotativo di tipo Ljungstrom dipendono da molteplici fattori geometrici, dal regime di rotazione adottato, e dalle proprietà dei materiali utilizzati. Ottimizzare il design di tale componente è un processo molto laborioso, che non rientra tra gli scopi di questo modello. Tuttavia, per avere un'ulteriore conferma della correttezza dei risultati forniti dal modello, si vogliono verificare le influenze delle principali grandezze geometriche e del regime di rotazione sulle prestazioni del componente. Le analisi illustrate nel seguito sono pertanto analisi di sensitività, effettuate seguendo la logica che caratterizza le operazioni di progettazione: le condizioni dei flussi in ingresso nello scambiatore vengono mantenute costanti e si valutano le variazioni delle condizioni in uscita al variare dei singoli parametri.

I parametri che verranno sottoposti ad analisi sono:

- Il grado di pieno del rotore.
- La ripartizione della sezione trasversale tra le due correnti.
- Lo spessore dei lamierini.
- Il regime di rotazione.

L'influenza di questi parametri sulle prestazioni del componente è valutata attraverso le seguenti grandezze:

→ Temperature dei flussi in uscita:  $T_{aria,OUT}$ ,  $T_{gas,OUT}$

→ Potenza termica trasmessa alla corrente d'aria diretta alla caldaia:

$$\dot{Q}_{utile} = \dot{m}_{aria,OUT} (h_{T,aria,OUT} - h_{T,aria,IN})$$

→ Perdite di carico dei due flussi:  $\Delta p_{aria}$ ,  $\Delta p_{gas}$

→ Potenza di ventilazione richiesta per vincere le perdite di carico:

$$\dot{P}_{el,VENT} = \left( \frac{\dot{m}_{aria} \Delta p_{aria}}{\rho_{aria,IN}} + \frac{\dot{m}_{gas} \Delta p_{gas}}{\rho_{gas,OUT}} \right) \frac{1}{\eta_{VENT}}$$

→ Efficienza dello scambiatore, definita come rapporto tra la potenza utile effettivamente scambiata e la potenza massima che si potrebbe ottenere con uno scambiatore ideale di superficie infinita, privo di trafiletti:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{utile}}{\dot{Q}_{MAX}} = \frac{\dot{m}_{aria,OUT} (h_{T,aria,OUT} - h_{T,aria,IN})}{\dot{m}_{aria,IN} (h_{T,aria}(T_{gas,IN}) - h_{T,aria,IN})}$$

## 1° Analisi di sensitività: GRADO di PIENO

Il grado di pieno del rotore è definito come rapporto tra il volume occupato dai lamierini metallici e il volume dell'intero rotore. Nel modello considerato, la geometria del rotore rimane invariata lungo la componente longitudinale, pertanto il grado di pieno può essere espresso anche come rapporto tra le sezioni:

$$x_{pieno} = \frac{S_{metallo}}{S_{TOT}}$$

L'analisi di sensitività di questo parametro presuppone che durante lo svolgimento delle simulazioni tutti gli altri parametri rimangano costanti. Se lo spessore dei lamierini utilizzati rimane costante, aumentare il grado di pieno significa aumentare il numero di lamierini utilizzati.

Per quanto riguarda la prestazione termica, aumentare il grado di pieno dello scambiatore comporta sempre due effetti:

- La superficie di contatto tra fluido e rotore aumenta proporzionalmente col numero di lamierini utilizzati. La sezione di attraversamento invece si riduce, provocando un'accelerazione delle correnti, seguita da un incremento dei coefficienti di scambio termico convettivo.

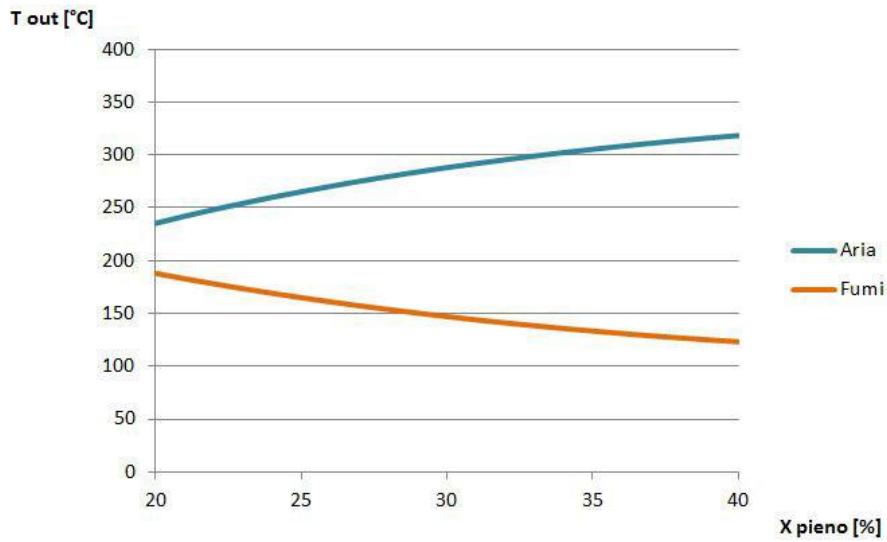
$$\overline{(UA)}_{aria} \uparrow \quad \overline{(UA)}_{gas} \uparrow$$

- La massa rotorica formata dai lamierini aumenta, quindi il rotore è capace di smaltire la stessa potenza termica subendo variazioni più piccole di temperatura. Se il rotore opera in un range di temperature più limitato, l'accumulo e il rilascio di energia con le correnti fluide avviene sotto differenze di temperature più elevate.

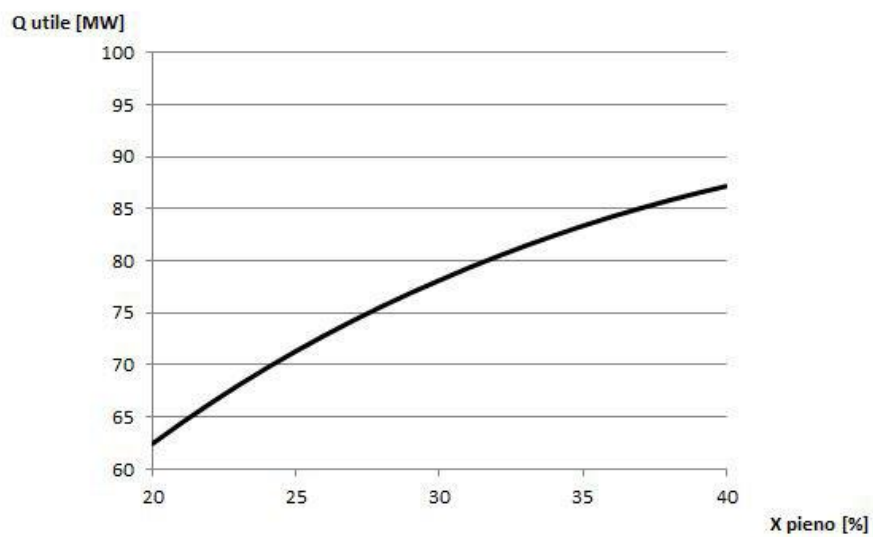
$$\overline{\Delta T}_{aria-metallo} \uparrow \quad \overline{\Delta T}_{gas-metallo} \uparrow$$

Entrambi gli effetti comportano un aumento della potenza termica scambiata, quindi è logico aspettarsi una temperatura dell'aria in uscita più alta e una temperatura dei gas allo scarico più bassa.

I risultati elaborati dal modello riflettono gli andamenti appena discussi:



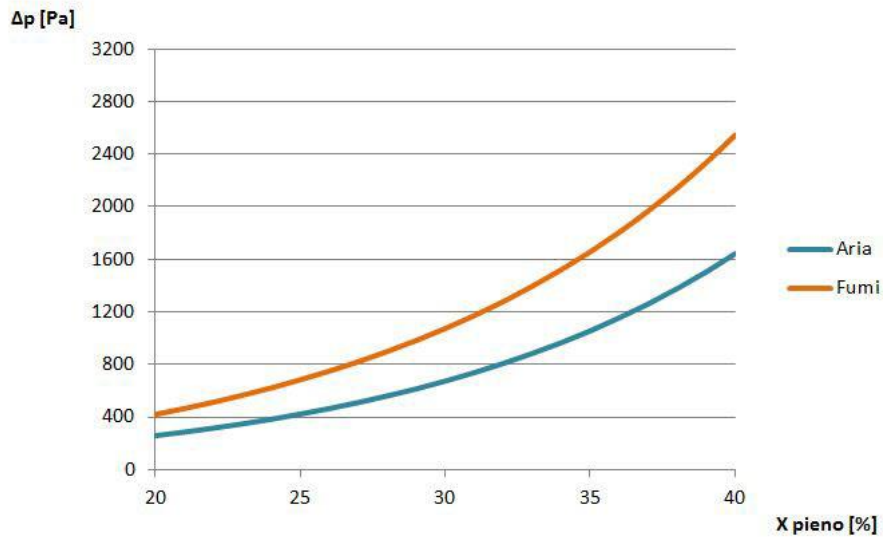
**Figura 4.01** – Andamento delle temperature delle correnti in uscita dallo scambiatore in funzione del grado di pieno.



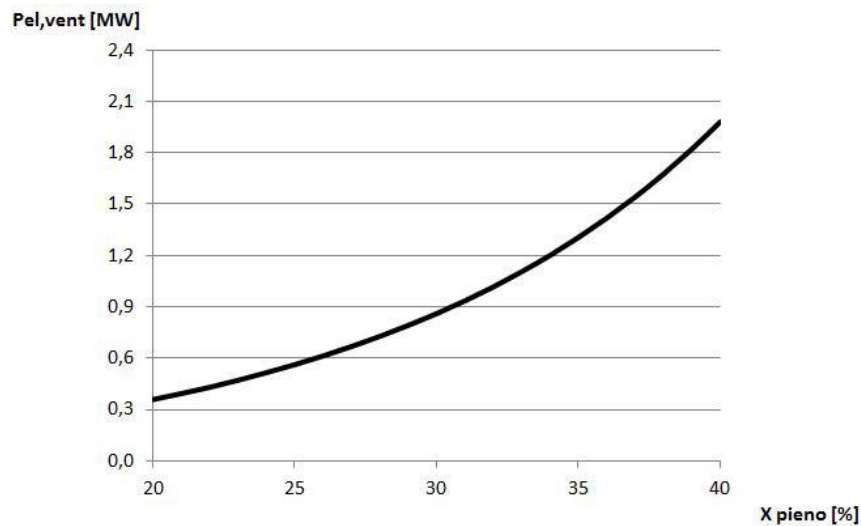
**Figura 4.02** – Andamento della potenza termica scambiata in funzione del grado di pieno.



I benefici che si ottengono sulla prestazione termica aumentando il grado di pieno vengono pagati da un incremento delle cadute di pressione. L'aumento della superficie di contatto, unito alla riduzione della sezione di attraversamento, si traduce per entrambe le correnti in una maggiorazione delle perdite di carico, seguita da un aumento della potenza ventilazione:



**Figura 4.03** – Andamento delle perdite di carico delle due correnti in funzione del grado di pieno.

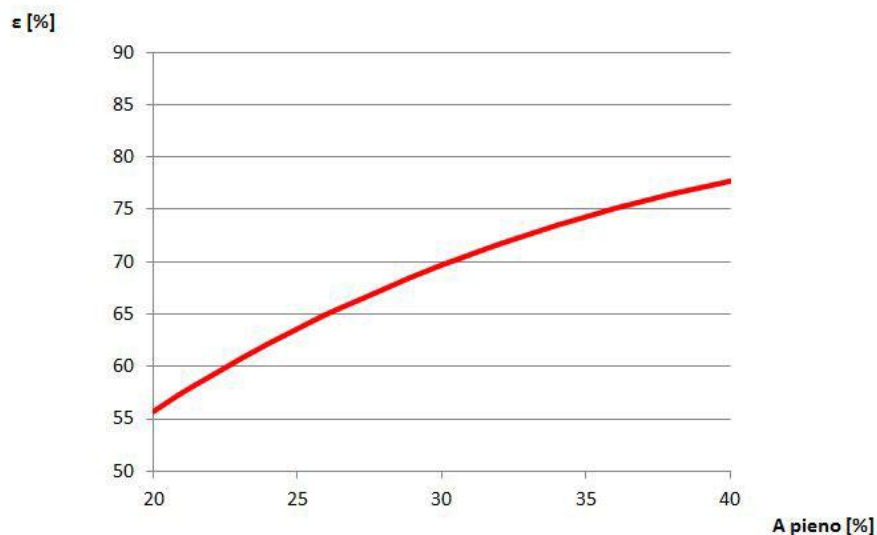


**Figura 4.04** – Andamento della potenza di ventilazione in funzione del grado di pieno.

L'efficienza dello scambiatore, per come è stata definita, dipende dall'efficienza di scambio termico che caratterizza il rotore, ma tiene conto anche degli effetti dei trafiletti d'aria trasversali. L'equazione dell'efficienza può infatti essere riscritta come:

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_{aria,OUT}}{\dot{m}_{aria,IN}} \frac{(h_{T,aria,OUT} - h_{T,aria,IN})}{(h_{T,aria}(T_{gas,IN}) - h_{T,aria,IN})} = (1 - \%_{TRAF}) \varepsilon_T$$

Le simulazioni effettuate mostrano che la portata d'aria totale che trafile verso il lato gas combusti non subisce grosse variazioni al variare del grado di pieno, quindi l'andamento dell'efficienza riflette l'andamento della potenza utile:



**Figura 4.05** – Andamento dell'efficienza dello scambiatore in funzione del grado di pieno.

## 2° Analisi di sensitività: RIPARTIZIONE della SEZIONE

La ripartizione della sezione trasversale dello scambiatore tra le due correnti che lo attraversano è una variabile progettuale che dipende principalmente dal rapporto tra le due portate considerate. La portata di gas combusti che percorre il rotore è sempre maggiore della portata d'aria, ma generalmente il rapporto tra le due correnti è abbastanza equilibrato. Di conseguenza, per le applicazioni di interesse anche le ripartizioni della sezione trasversale risultano abbastanza equilibrate.

Per comprendere gli effetti di questa ripartizione sulla prestazione termica, si supponga di modificare questo parametro a favore della portata di gas combusti:

- I gas combusti hanno a disposizione una superficie di contatto con il rotore maggiorata, che permetterebbe loro di scambiare più potenza termica. L'incremento della superficie di contatto infatti prevale sull'effetto del coefficiente di scambio termico, che tende a ridursi a seguito del rallentamento della corrente.

$$\overline{(UA)}_{gas} \uparrow$$

- Per la portata d'aria si può fare un ragionamento analogo, si riducono sia la superficie di contatto, sia la sezione di attraversamento. Sulla potenza termica scambiata prevale anche in questo caso l'effetto della prima riduzione:

$$\overline{(UA)}_{aria} \downarrow$$

In condizioni di funzionamento stazionario, le potenze scambiate dalle due portate devono coincidere:

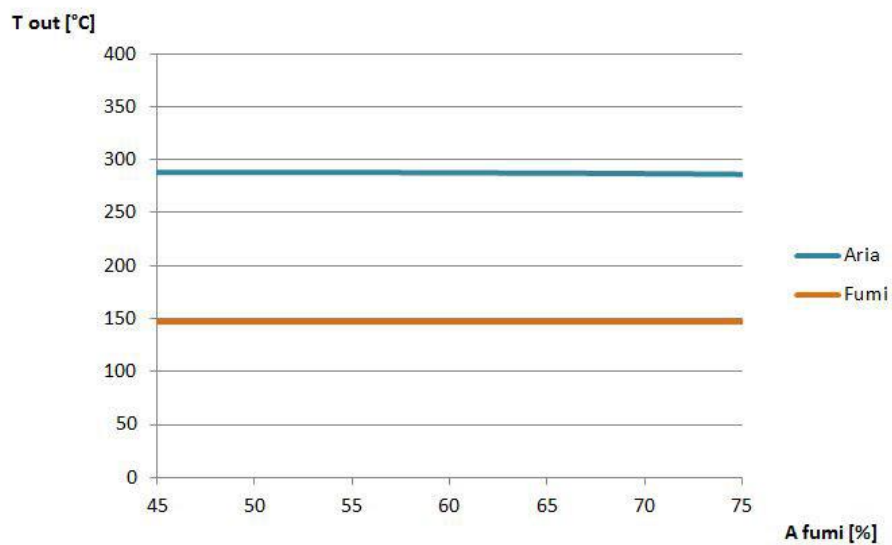
$$\dot{Q}_{gas} = \dot{Q}_{aria}$$

$$\overline{(UA)}_{gas} \overline{\Delta T}_{gas-metallo} = \overline{(UA)}_{aria} \overline{\Delta T}_{aria-metallo}$$

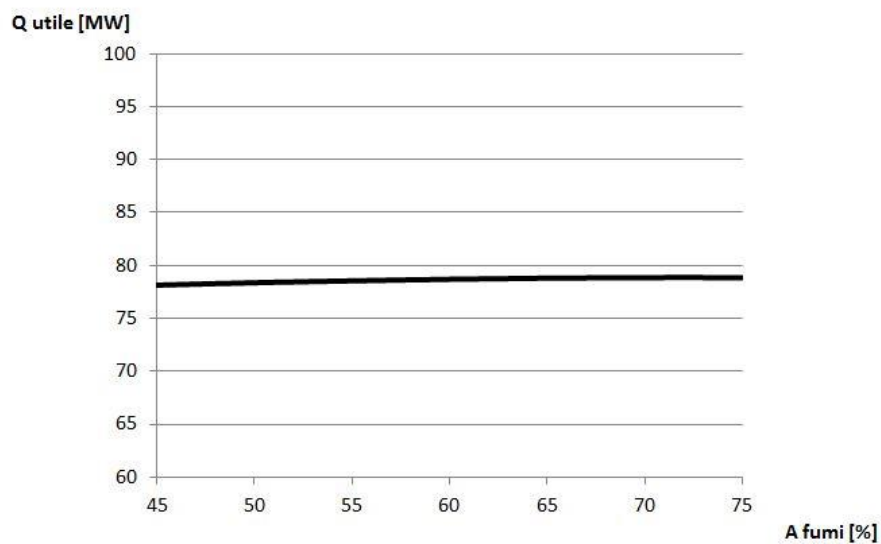
Quindi gli effetti della ripartizione della sezione trasversale dello scambiatore si riflettono sulle differenze di temperatura che governano i processi di accumulo e rilascio di energia da parte del rotore. In particolare, aumentando la sezione dedicata ai gas combusti, le temperature del rotore si avvicinano alle temperature della sorgente calda:

$$\overline{\Delta T}_{gas-metallo} \downarrow \quad \overline{\Delta T}_{aria-metallo} \uparrow$$

Per variazioni contenute di questo parametro, la massa rotorica tende a conservare la potenza termica scambiata, avvicinando il proprio profilo di temperatura al profilo del flusso con la sezione aumentata. Le variazioni subite dalle temperature dei fluidi in uscita risultano pertanto minime.

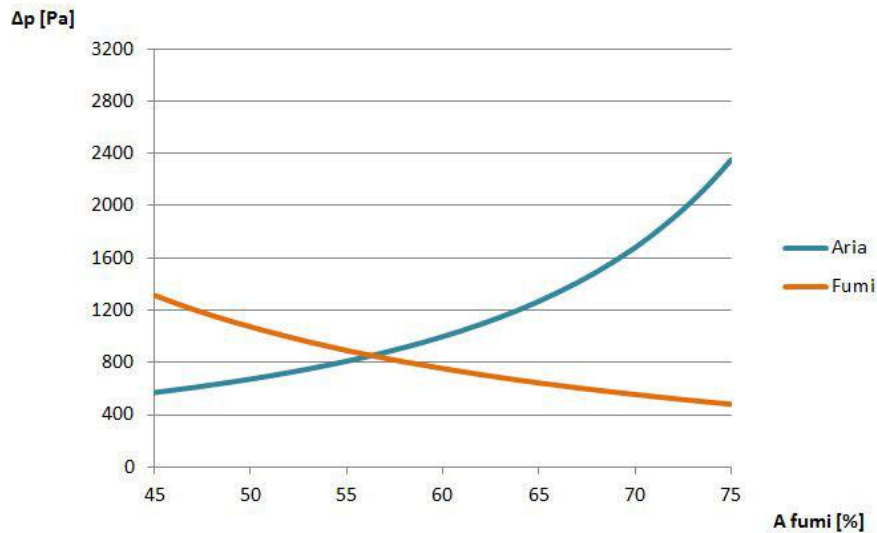


**Figura 4.06** – Andamento delle temperature delle correnti in uscita dallo scambiatore in funzione della ripartizione della sezione.

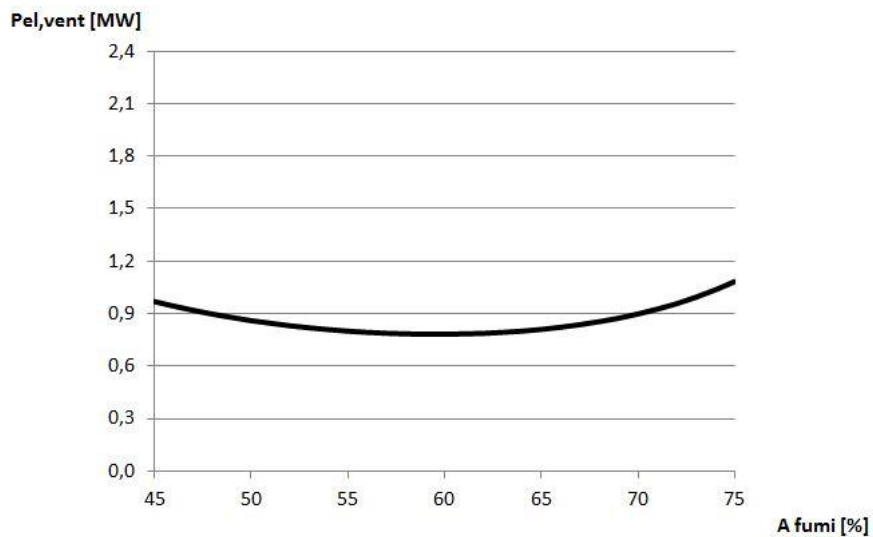


**Figura 4.07** – Andamento della potenza termica scambiata in funzione della ripartizione della sezione.

Le perdite di carico risultano molto sensibili alle variazioni della ripartizione adottata, con effetti sui due flussi puntualmente opposti. In particolare, ampliando la sezione dedicata ai gas combusti, si riducono le cadute di pressione di quest'ultimi, mentre aumentano quelle sul lato aria. Sulla base delle perdite di carico riscontrate è possibile individuare un valore della ripartizione suddetta che minimizzi la potenza richiesta per la ventilazione.

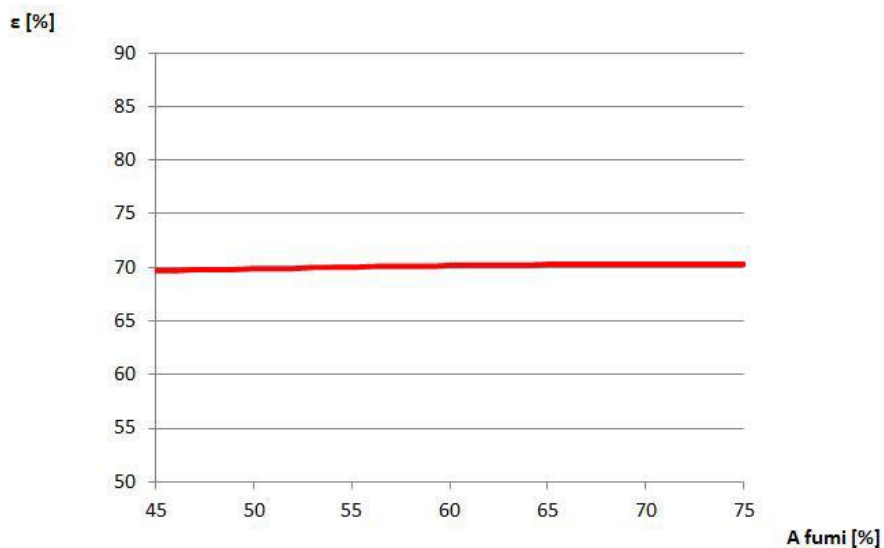


**Figura 4.08** – Andamento delle perdite di carico delle due correnti in funzione della ripartizione della sezione.



**Figura 4.09** – Andamento della potenza di ventilazione in funzione della ripartizione della sezione.

Considerato che la potenza termica scambiata tra le due correnti, nel range di valori analizzato, rimane pressappoco invariata, l'andamento dell'efficienza dello scambiatore è dettato dall'andamento della portata d'aria trafilata nel lato fumi. Per ripartizioni della sezione abbastanza equilibrate, la portata d'aria trafilata non varia significativamente, pertanto anche gli effetti sull'efficienza dello scambiatore risultano poco apprezzabili.



**Figura 4.10** – Andamento dell'efficienza dello scambiatore in funzione della ripartizione della sezione.

### 3° Analisi di sensitività: SPESSORE dei LAMIERINI

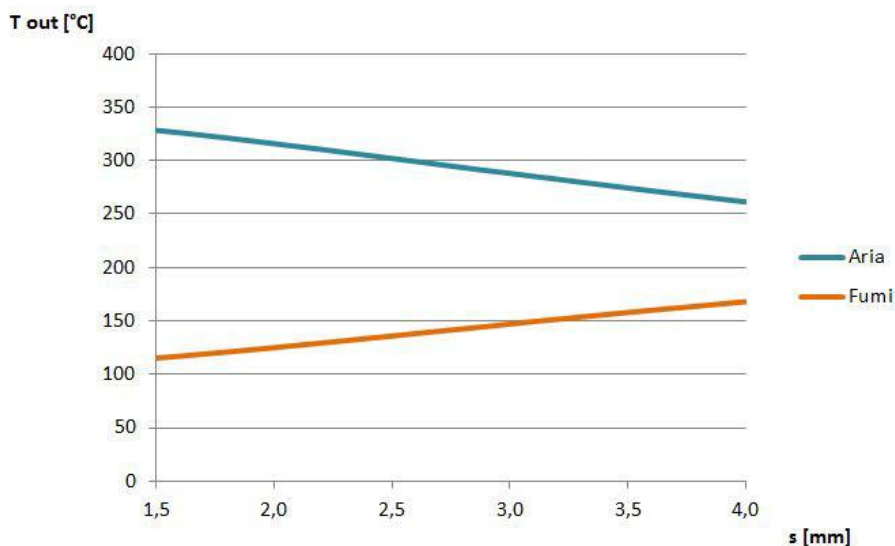
Lo spessore dei fogli di lamiera che formano la matrice rotorica è un parametro progettuale fondamentale, perché influenza in modo netto l'aspetto termico e l'aspetto fluidodinamico dello scambiatore. La scelta del valore ottimale di questo parametro non si basa soltanto sulla conoscenza dell'impatto esercitato sulle prestazioni, ma dipende anche da problemi di natura strutturale e da vincoli di realizzazione tecnologica. Le analisi compiute in questa trattazione vogliono illustrare il puro legame matematico che intercorre tra lo spessore del lamierino utilizzato e la prestazione attesa. Non vengono pertanto considerate limitazioni di alcun genere.

L'analisi di sensitività di questo parametro presuppone che durante lo svolgimento delle simulazioni tutti gli altri parametri rimangano costanti. Se il grado di pieno risulta fissato, il problema può essere posto nel modo seguente: a parità di volume occupato, è meglio utilizzare più lamierini con spessore limitato o meno lamierini con spessore più importante?

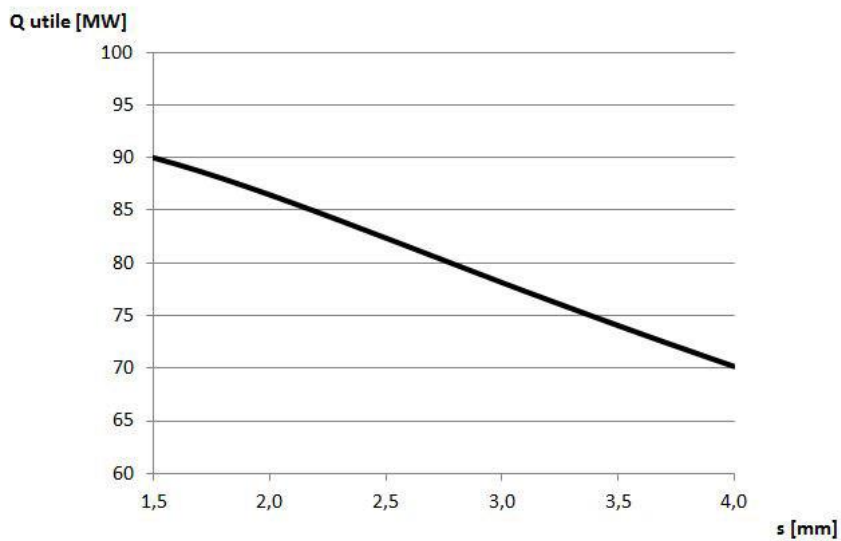
- Ridurre lo spessore del lamierino significa aumentare in modo inversamente proporzionale il numero di lamierini utilizzati, quindi l'area di scambio offerta dal rotore:

$$\overline{(UA)}_{gas} \uparrow \quad \overline{(UA)}_{aria} \uparrow$$

La potenza termica scambiata dovrebbe pertanto diminuire, con andamento circa lineare, all'aumentare dello spessore utilizzato:

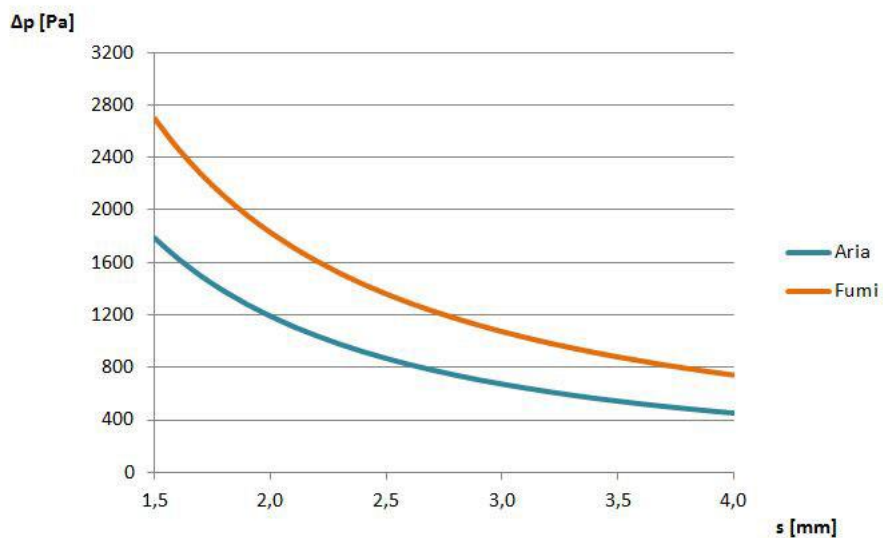


**Figura 4.11** – Andamento delle temperature delle correnti in uscita dallo scambiatore in funzione dello spessore del lamierino.



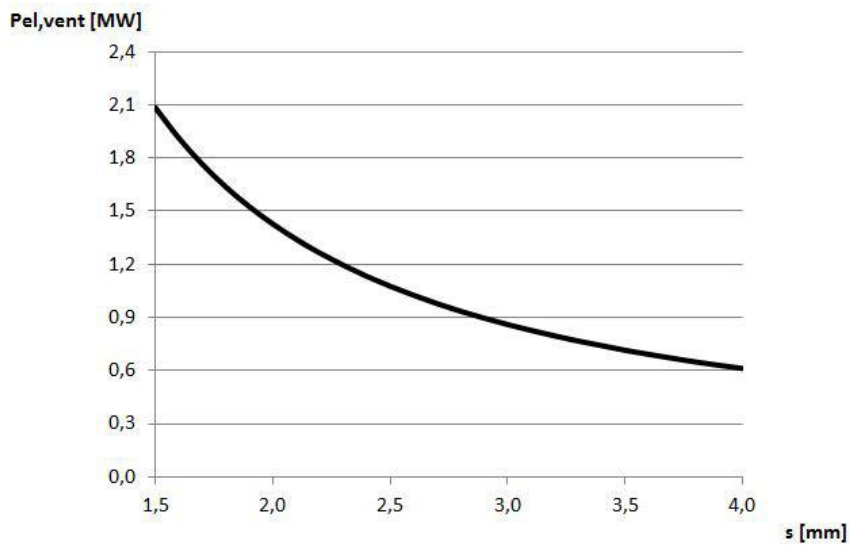
**Figura 4.12** – Andamento della potenza termica scambiata in funzione dello spessore del lamierino.

Gli effetti sulle perdite di carico risultano più marcati. L'aumento della superficie di contatto tra fluido e metallo, a pari sezione di attraversamento, si traduce in una riduzione del diametro idraulico. Per entrambi i flussi, la riduzione del diametro idraulico comporta un incremento netto delle cadute di pressione, quindi della potenza di ventilazione richiesta.



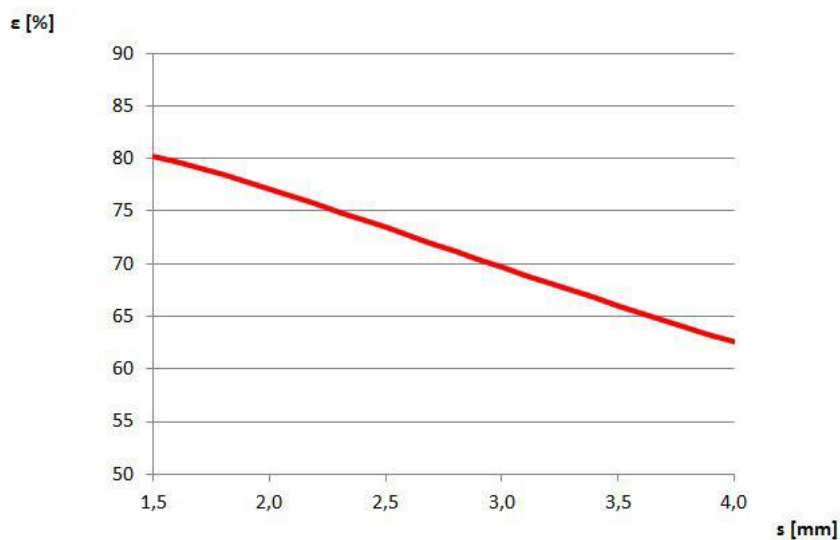
**Figura 4.13** – Andamento delle perdite di carico delle due correnti in funzione dello spessore del lamierino.





**Figura 4.14** – Andamento della potenza di ventilazione in funzione dello spessore del lamierino.

L'efficienza dello scambiatore, non essendoci significative variazioni della portata d'aria trafilata verso il lato gas combusti, ricalca nuovamente l'andamento della potenza utile. La prestazione migliora in modo pressappoco lineare al ridursi dello spessore dei lamierini utilizzati.



**Figura 4.15** – Andamento dell'efficienza dello scambiatore in funzione dello spessore del lamierino.

#### 4° Analisi di sensitività: REGIME di ROTAZIONE

Gli scambiatori di calore di tipo Ljungstrom utilizzati per applicazioni rigenerative in centrali termoelettriche convenzionali sono sempre caratterizzati da basse velocità di rotazione (valori tipicamente compresi tra 1÷2 rpm). I fenomeni di accumulo energetico della massa rotorica sono governati da transitori termici determinati dalla velocità di rotazione assegnata al rotore. Il regime di rotazione risulta pertanto un parametro progettuale di grande importanza.

Nelle analisi precedenti sono state stimate le sensitività dei principali parametri geometrici di uno scambiatore rotativo di tipo Ljungstrom, per le simulazioni effettuate si è adottato un regime di rotazione compreso nel range di valori tipici, identico per tutte le prove ( $n=1,7$  rpm). In quest'ultima analisi si segue la logica opposta, preso uno scambiatore dalla geometria assegnata si vogliono valutare le variazioni delle prestazioni in funzione del regime di rotazione adottato.

Si consideri innanzitutto la situazione limite per la quale la velocità di rotazione tende a zero. Se il rotore è fermo lo scambiatore Ljungstrom si comporta come uno scambiatore di calore tradizionale in modalità controcorrente, con superficie di scambio ridotta al minimo (superficie che separa i due flussi). In questa situazione quindi la potenza termica scambiata è minima.

$$n = 0 \quad \rightarrow \quad \dot{Q}_{utile} = \text{minima}$$

Mettendo in rotazione il componente si avviano i fenomeni di transitorio termico della massa rotorica. All'aumentare del regime di rotazione adottato si possono evidenziare due effetti contrastanti:

- Il rotore smaltisce la potenza termica subendo variazioni più piccole di temperatura. Se il rotore opera in un range di temperature più limitato, l'accumulo e il rilascio di energia con le correnti fluide avviene sotto differenze di temperature più elevate.

$$n \uparrow \quad \rightarrow \quad \dot{Q}_{utile} \uparrow$$

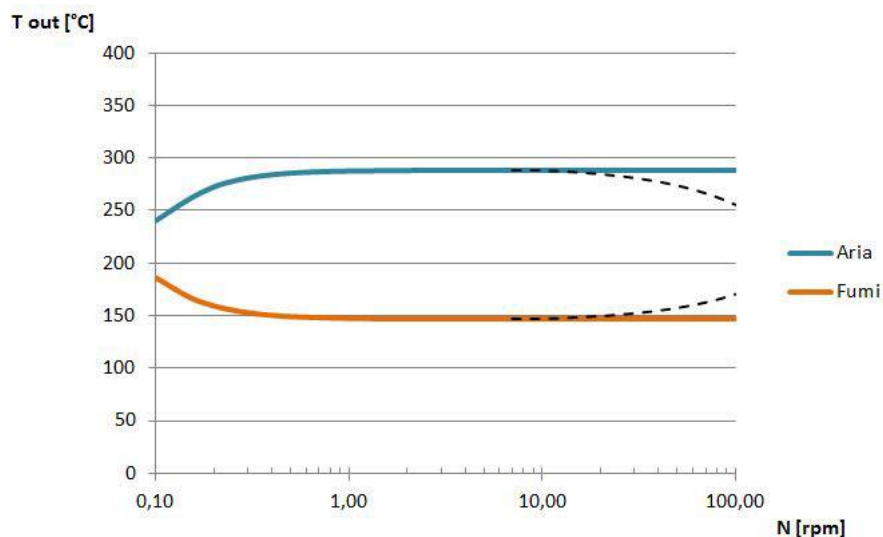
- Aumentano i trafiletti di portata per intrappolamento, causando una parziale miscelazione fra le due correnti, con impatto negativo sulla potenza termica scambiata.

$$n \uparrow \quad \rightarrow \quad \dot{Q}_{utile} \downarrow$$

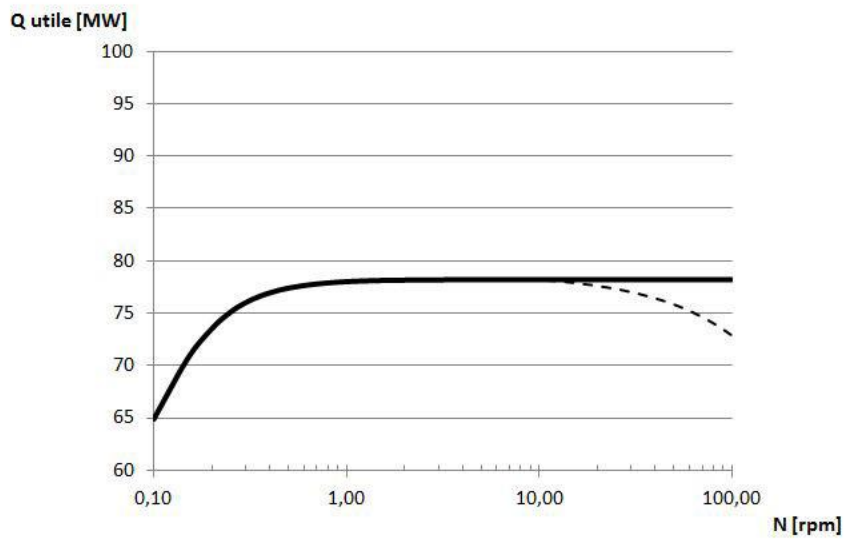
Partendo dal caso limite rappresentato dal rotore fermo e aumentando progressivamente la velocità di rotazione si possono osservare diverse fasi:

- 1) Nella prima fase, caratterizzata da lenti regimi di rotazione, il primo effetto è molto impattante, mentre gli effetti dei trafiletti per intrappolamento sono trascurabili. Si osserva pertanto uno spiccato aumento della potenza termica scambiata tra le due correnti.
- 2) Nella seconda fase, caratterizzata da regimi di rotazione intermedi, la potenza termica scambiata ha un andamento molto piatto. L'incremento delle differenze di temperature che caratterizzano lo scambio termico tra fluidi e rotore, via via meno importante, viene compensato dagli effetti negativi della parziale miscelazione.
- 3) Nell'ultima fase, caratterizzata da elevati regimi di rotazione, l'effetto dei trafiletti di portata tende a prevalere, causando una riduzione della potenza termica scambiata.

Il modello elaborato in questa trattazione assume, tra le diverse ipotesi semplificative, che non vi siano trafiletti di portata per intrappolamento. Questa ipotesi è giustificata dal fatto che in condizioni di funzionamento standard gli effetti di tali trafiletti risultano trascurabili. Quindi le analisi condotte non sono in grado di cogliere tutte le fasi sopra presentate:

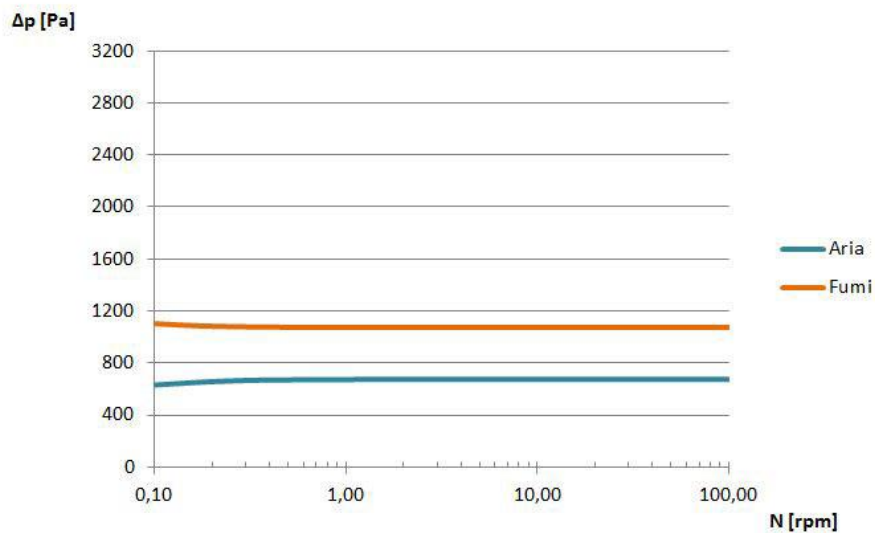


**Figura 4.16** – Andamento delle temperature delle correnti in uscita dallo scambiatore in funzione del regime di rotazione.

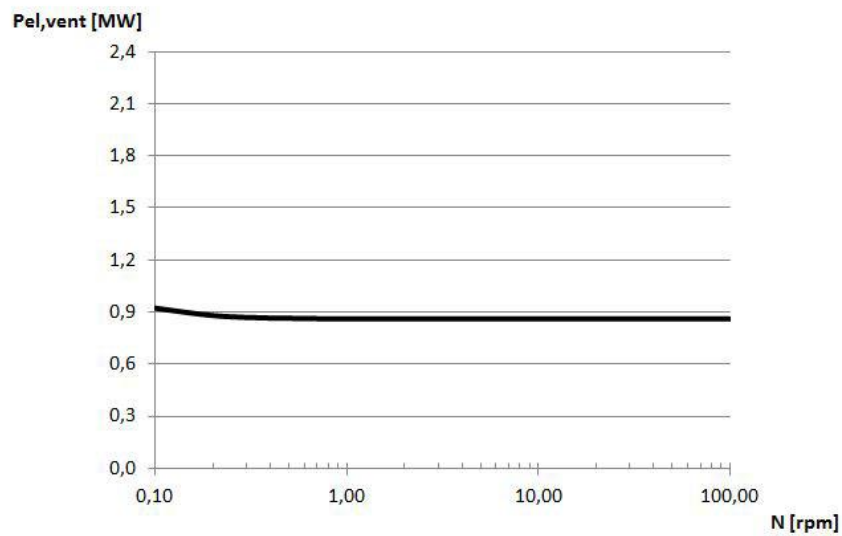


**Figura 4.17** – Andamento della potenza termica scambiata in funzione del regime di rotazione.

Lo schema di calcolo utilizzato per prevedere le perdite di carico non dipende in modo diretto dal regime di rotazione del componente, ma risente delle differenze delle temperature delle correnti per il calcolo delle proprietà termofisiche. Le piccole variazioni riscontrate negli andamenti delle cadute di pressione possono essere ricondotte a queste differenze:

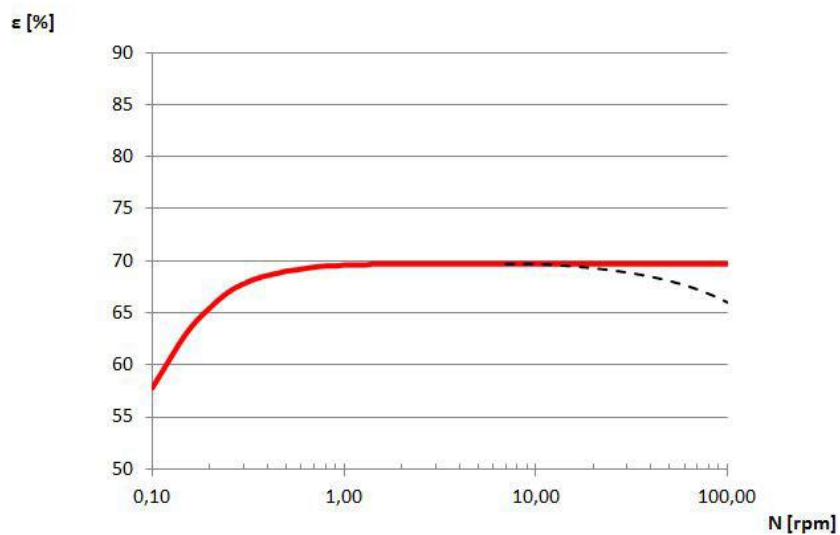


**Figura 4.18** – Andamento delle perdite di carico delle due correnti in funzione del regime di rotazione.



**Figura 4.19** – Andamento della potenza di ventilazione in funzione del regime di rotazione.

L'efficienza dello scambiatore, non essendoci significative variazioni della portata d'aria trafilata verso il lato gas combusti, ricalca l'andamento della potenza utile.



**Figura 4.20** – Andamento dell'efficienza dello scambiatore in funzione del regime di rotazione.

### 4.3 Analisi parametriche (Condizioni Operative)

In questo paragrafo si presentano alcune analisi parametriche atte ad illustrare le prestazioni di uno scambiatore Ljungstrom in diverse condizioni operative. L'ottica con la quale sono state svolte le simulazioni è diversa da quella utilizzata per le simulazioni presentate nel paragrafo precedente, perché le due campagne di analisi sono caratterizzate da scopi differenti.

L'obiettivo della campagna precedente era indagare sul design dello scambiatore, quindi si seguiva una logica di tipo "progettuale". In questo caso invece si suppone di avere a disposizione uno scambiatore dal design già ottimizzato, installato sull'impianto, e si valutano le prestazioni che lo caratterizzano in diverse condizioni di funzionamento. Per compiere queste analisi si segue pertanto un'ottica "gestionale": si fissano le condizioni del flusso d'aria in uscita dallo scambiatore rigenerativo (portata e pressione che soddisfano le esigenze della caldaia) e si variano le condizioni del flusso d'aria in ingresso in modo da ottenere le condizioni desiderate in ingresso caldaia.

Le analisi che seguono mostrano le variazioni delle prestazioni di uno scambiatore Ljungstrom al variare dei seguenti parametri:

- Regolazione del carico
- Grado di sporcamento del rotore
- Temperatura dell'aria esterna

Le grandezze utilizzate per descrivere le prestazioni del componente sono le medesime presentate nel paragrafo precedente. L'impianto di riferimento considerato è una centrale a vapore convenzionale (ciclo sub-critico) alimentata a carbone, con potenza elettrica netta pari a 320 MW.

Le prestazioni dello scambiatore alle condizioni di riferimento (funzionamento a pieno carico, rotore pulito,  $T_{\text{AMBIENTE}} = 30^{\circ}\text{C}$ ) sono:

$T_{\text{ARIA,OUT}}$	$T_{\text{GAS,OUT}}$	$Q_{\text{UTILE}}$	$\Delta p_{\text{ARIA}}$	$\Delta p_{\text{GAS}}$	$P_{\text{el,VENT}}$	$\epsilon$
$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	MW	Pa	Pa	MW	%
299,4	129,8	91,035	582	750	0,684	73,0

## 1° Analisi parametrica: FUNZIONAMENTO a CARICO PARZIALE

Per studiare le prestazioni dello scambiatore rigenerativo nelle condizioni di funzionamento a carico parziale dell'impianto occorre capire innanzitutto come variano le esigenze della caldaia.

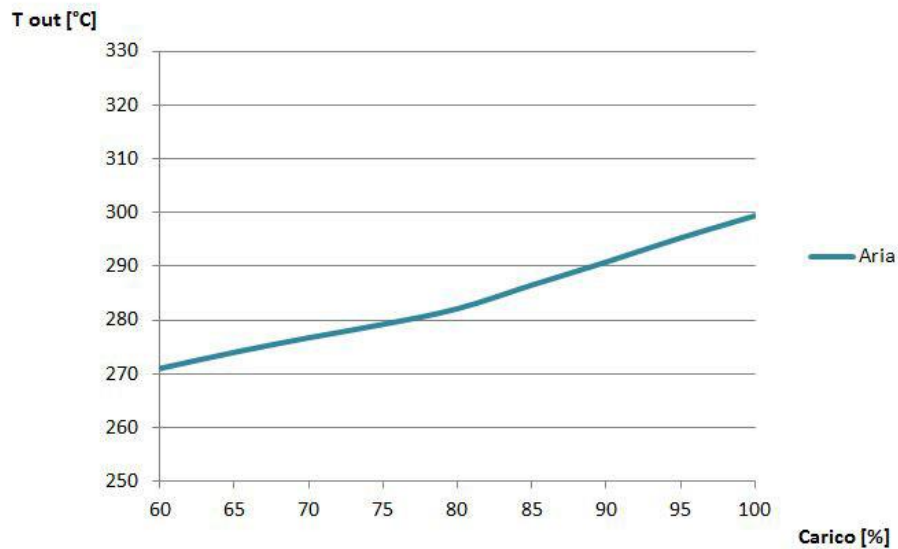
Quando si regola il carico dell'impianto la combustione in caldaia risulta più problematica sotto il punto di vista delle perdite per incombusti. Per fronteggiare il problema tipicamente si aumenta l'eccesso d'aria col quale viene alimentata la camera di combustione, accorgimento che permette di favorire la completa conversione del combustibile. Per stabilire le prestazioni dello scambiatore Ljungstrom bisogna conoscere come variano le portate di aria e di gas combusti in funzione del carico. Per l'impianto di riferimento in questione ci si avvale dei seguenti dati:

Carico	$m_{\text{ARIA}}$	$m_{\text{GAS}}$	$m_{\text{A}} / m_{\text{G}}$	$X_{\text{O}_2, \text{FUMI}}$
%	kg/s	kg/s	/	%
100	328,5	357,1	0,920	4,00
95	312,8	340,0	0,920	4,00
90	296,6	322,4	0,920	4,00
85	285,2	309,7	0,921	4,25
80	272,9	296,0	0,922	4,50
75	259,8	281,5	0,923	4,75
70	246,7	267,0	0,924	5,00
65	233,3	252,2	0,925	5,25
60	219,6	237,2	0,926	5,50

Aumentare l'eccesso d'aria, oltre ad impattare sui valori delle portate in gioco, causa una riduzione della temperatura adiabatica di fiamma raggiunta in camera di combustione (aumenta l'inerzia termica dell'azoto contenuto nell'aria). Questo effetto si traduce in un abbassamento generale della temperatura dei gas combusti, su tutti i banchi di scambio termico della caldaia. Pertanto, anche il flusso di gas combusti in ingresso nello scambiatore rigenerativo, proveniente dall'economizzatore, è caratterizzato da una temperatura più bassa rispetto al caso di funzionamento a pieno carico. Per l'impianto di riferimento sono noti i seguenti dati:

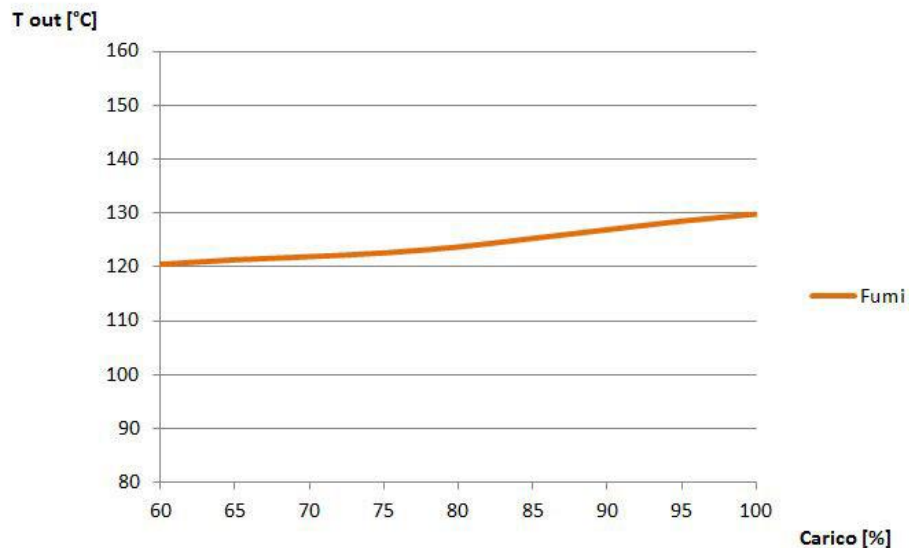
Carico	100%	95%	90%	85%	80%	75%	70%	65%	60%
$T_{\text{GAS}} (^{\circ}\text{C})$	370,0	365,0	360,0	355,0	350,0	347,5	345,0	342,5	340,0

Nelle condizioni di funzionamento a carico parziale, il rapporto tra le portate che attraversano il rotore varia a favore dell'aria, inoltre la temperatura dei gas combusti in ingresso si riduce. Quindi il flusso di gas combusti ha meno potenziale a disposizione per riscaldare l'aria:



**Figura 4.21** – Andamento della temperatura dell'aria in uscita dallo scambiatore in funzione del carico.

Per gli stessi motivi, la temperatura dei gas combusti all'uscita dallo scambiatore risulterà più bassa:



**Figura 4.22** – Andamento della temperatura dei gas combusti in uscita dallo scambiatore in funzione del carico.



Per comprendere come varia la potenza termica scambiata nel componente rispetto al caso nominale bisogna tener conto di più effetti:

- Le portate che attraversano lo scambiatore subiscono riduzioni percentuali inferiori rispetto alle riduzioni percentuali del carico:

$$\text{Carico} \downarrow \rightarrow \dot{Q} / \dot{Q}_{nom} \uparrow$$

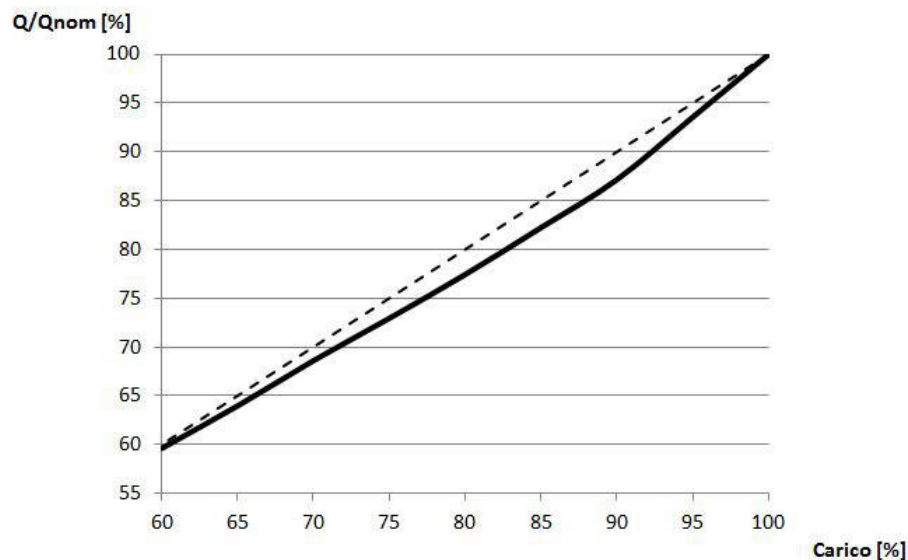
- La superficie di scambio del rotore risulta sovradimensionata rispetto alle portate massiche in gioco:

$$\text{Carico} \downarrow \rightarrow \dot{Q} / \dot{Q}_{nom} \uparrow$$

- La portata massica d'aria trafilata nel lato fumi tende a conservarsi, diventando percentualmente più importante al ridursi del carico:

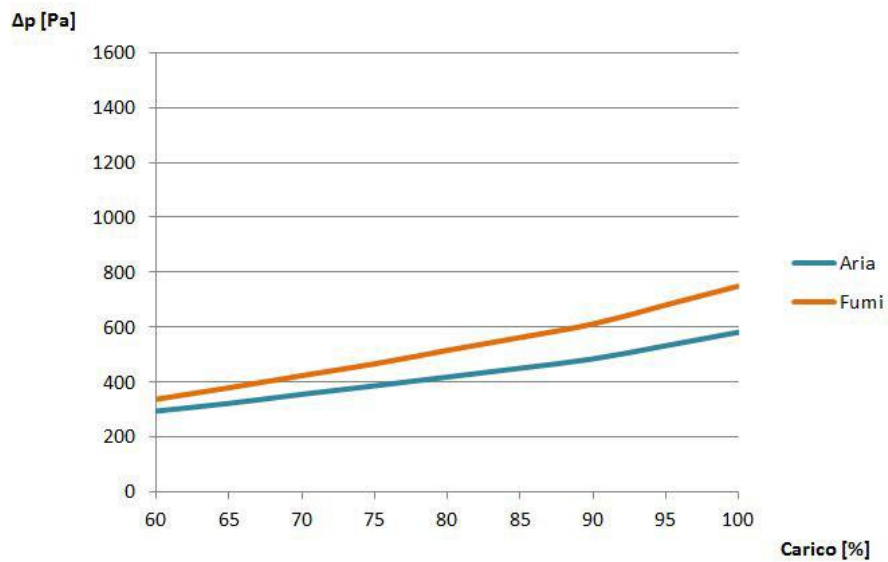
$$\text{Carico} \downarrow \rightarrow \dot{Q} / \dot{Q}_{nom} \downarrow$$

La sovrapposizione degli effetti appena discussi permette di ricavare l'andamento della potenza utile scambiata nel rigeneratore in funzione del carico. Per l'impianto di riferimento considerato, l'effetto negativo dovuto all'aumento percentuale dei trafilamenti d'aria prevale su gli altri effetti, su tutto il range di regolazione:

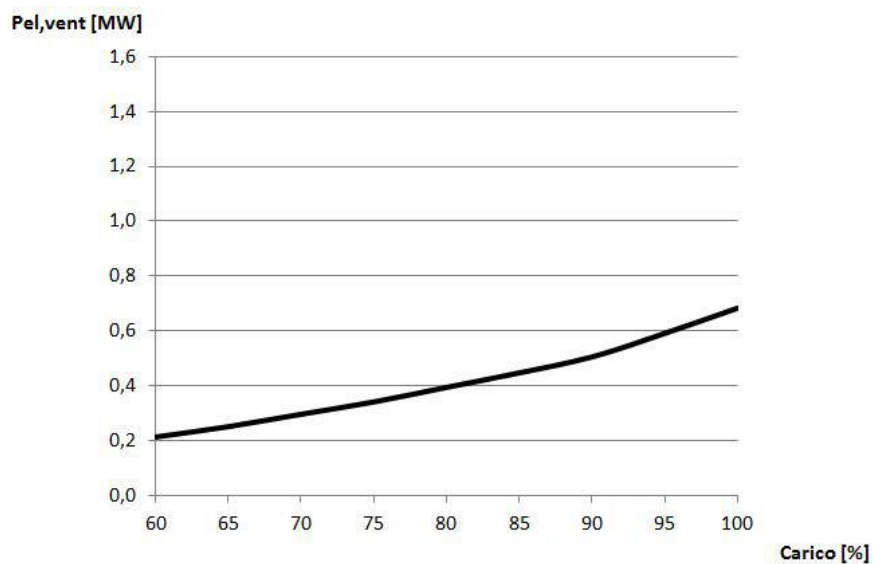


**Figura 4.23** – Andamento della potenza utile scambiata nel rigeneratore in funzione del carico.

L'andamento delle perdite di carico dei due flussi, non essendoci variazioni nella geometria del rotore, è determinato dalla riduzione delle portate in gioco:



**Figura 4.24** – Andamento delle perdite di carico delle due correnti in funzione del carico.

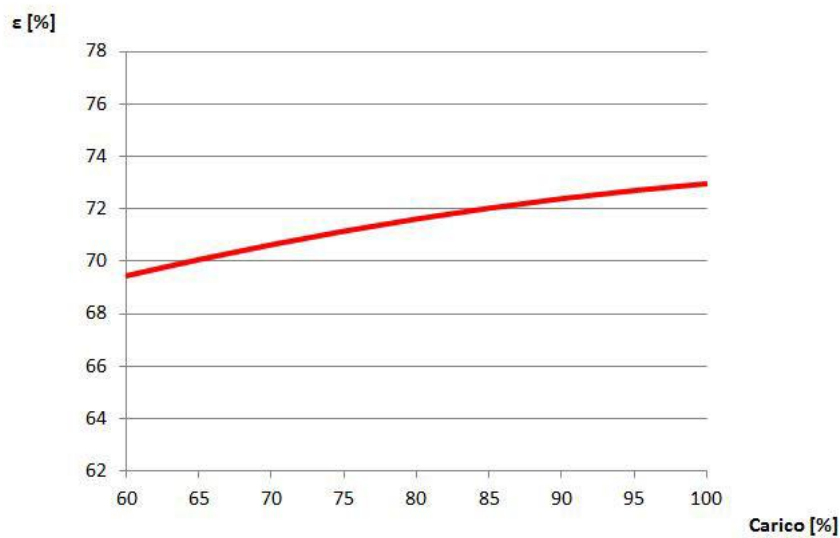


**Figura 4.25** – Andamento della potenza di ventilazione in funzione del carico.

In uno scambiatore di calore tradizionale, l'efficienza tende ad aumentare ai carichi parziali, perché la superficie di scambio risulta sovradimensionata rispetto alle portate in gioco. Nel caso dello scambiatore Ljungstrom, l'efficienza è stata definita come:

$$\varepsilon = (1 - \%_{TRAF}) \varepsilon_T$$

Al ridursi del carico, l'efficienza termica del rotore tende effettivamente ad aumentare (superficie sovradimensionata), ma l'aumento della percentuale d'aria trafilata sovrasta questo effetto.



**Figura 4.26** – Andamento dell'efficienza dello scambiatore in funzione del carico.

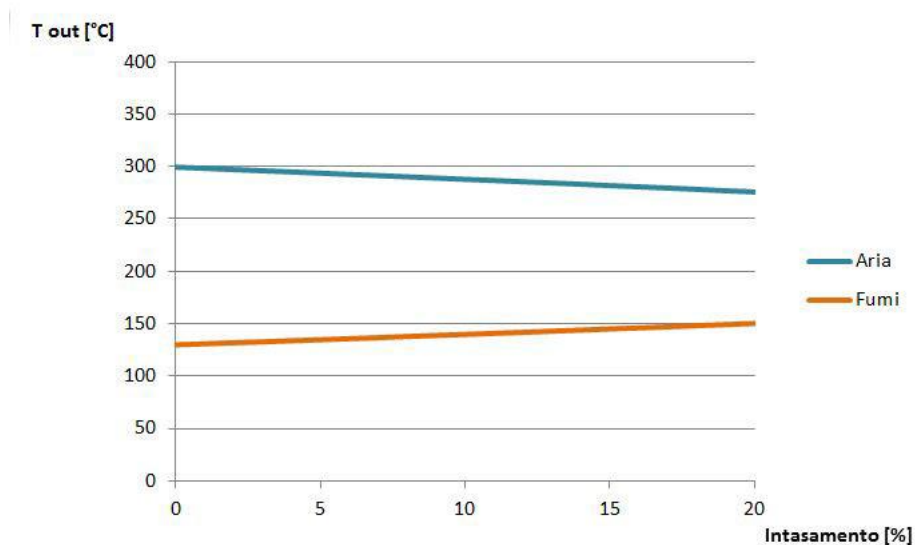
## 2° Analisi parametrica: SPORCAMENTO del ROTORE

Nel corso del normale funzionamento dell'impianto il rotore del rigeneratore Ljungstrom subisce inevitabili fenomeni di sporcamiento. Durante l'attraversamento del componente parte delle ceneri contenute nel flusso di gas combusti si deposita in forma solida sulle superfici di scambio della matrice rotorica, provocando una progressiva degradazione delle prestazioni.

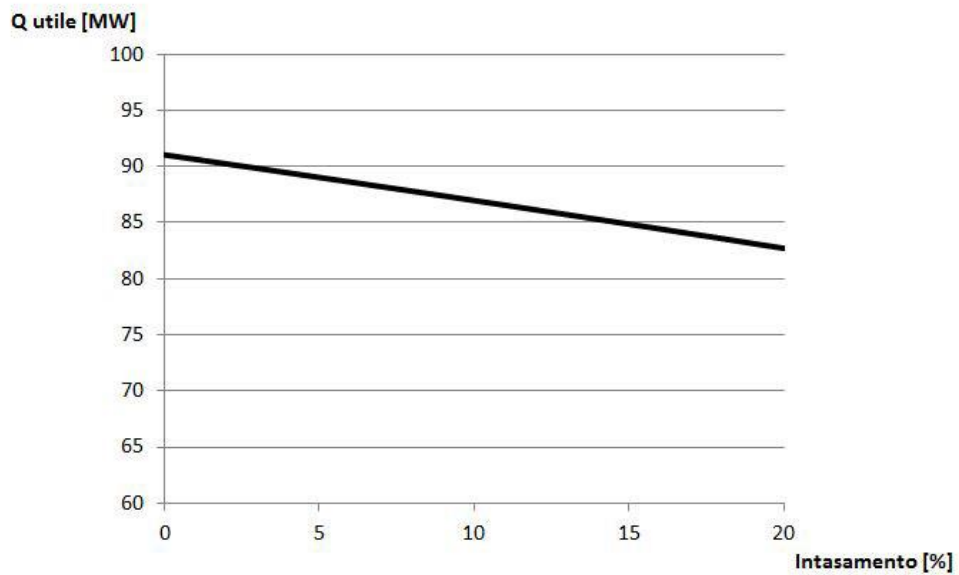
La campagna di simulazioni illustrata in questo paragrafo vuole evidenziare il legame che intercorre tra il grado di sporcamiento del rotore e le prestazioni dello scambiatore. Gli effetti principali dello sporcamiento possono essere riassunti come segue:

- Parziale intasamento del rotore (riduzione sezione di attraversamento)
- Riduzione della superficie di scambio
- Aggiunta di una resistenza termica rappresentata dallo strato depositato

Per quanto riguarda la prestazione termica, questi effetti si traducono in una limitazione della potenza termica scambiata, con conseguente riduzione della temperatura dell'aria in ingresso caldaia:

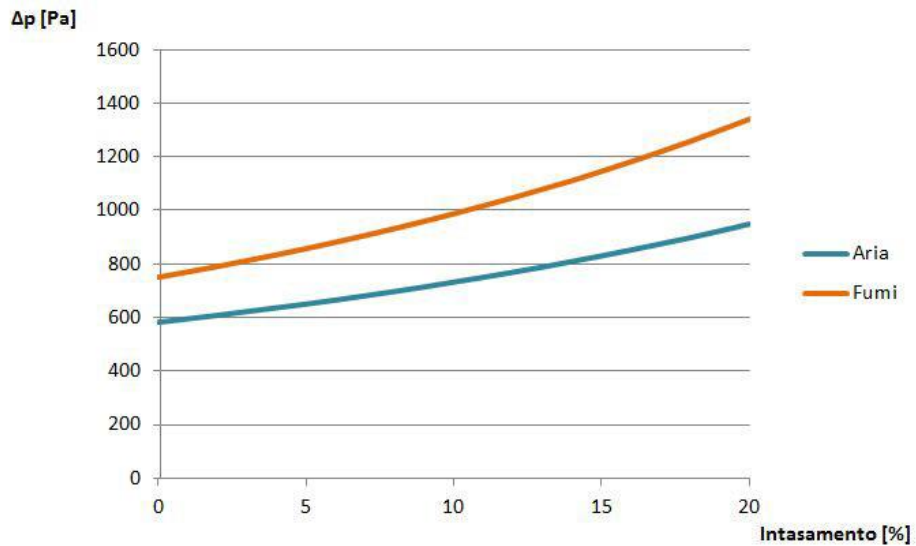


**Figura 4.27** – Andamento delle temperature delle correnti in uscita dallo scambiatore in funzione dell'intasamento del rotore.

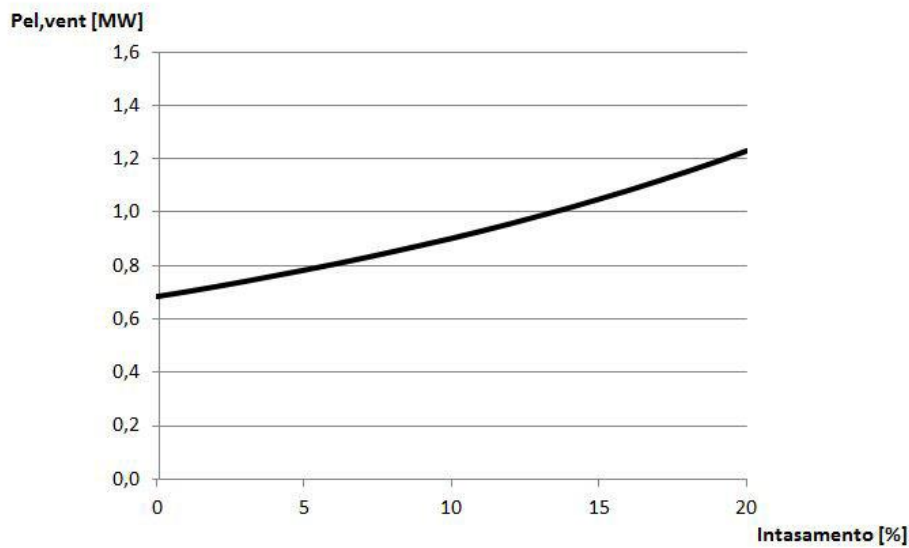


**Figura 4.28** – Andamento della potenza utile scambiata nel rigeneratore in funzione dell’intasamento del rotore.

L’occlusione parziale della sezione di attraversamento ha un impatto molto negativo anche sulle perdite di carico dei due flussi:

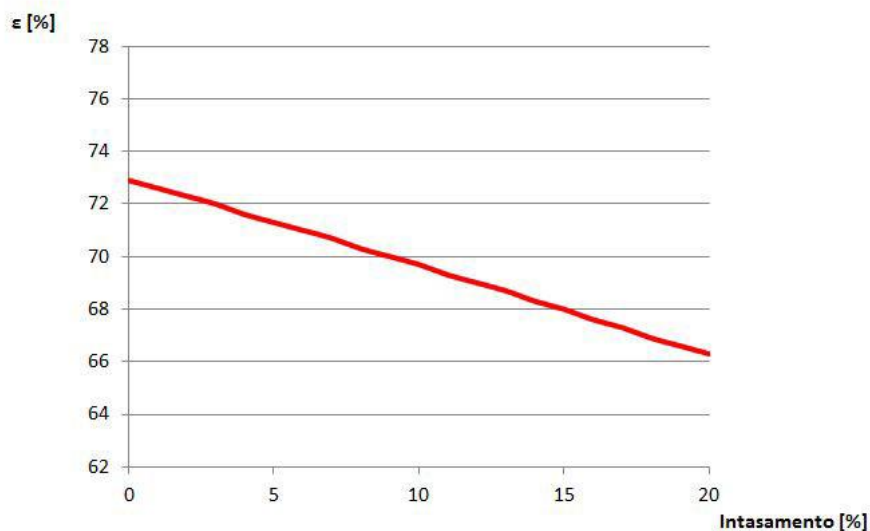


**Figura 4.29** – Andamento delle perdite di carico delle due correnti in funzione dell’intasamento del rotore.



**Figura 4.30** – Andamento della potenza di ventilazione in funzione dell’intasamento del rotore.

L’efficienza dello scambiatore, non essendoci significative variazioni della portata d’aria trafilata verso il lato gas combusti, ha un andamento analogo a quello della potenza utile. Il grafico conferma la degradazione della prestazione all’aumentare del grado di sporcamento del componente:



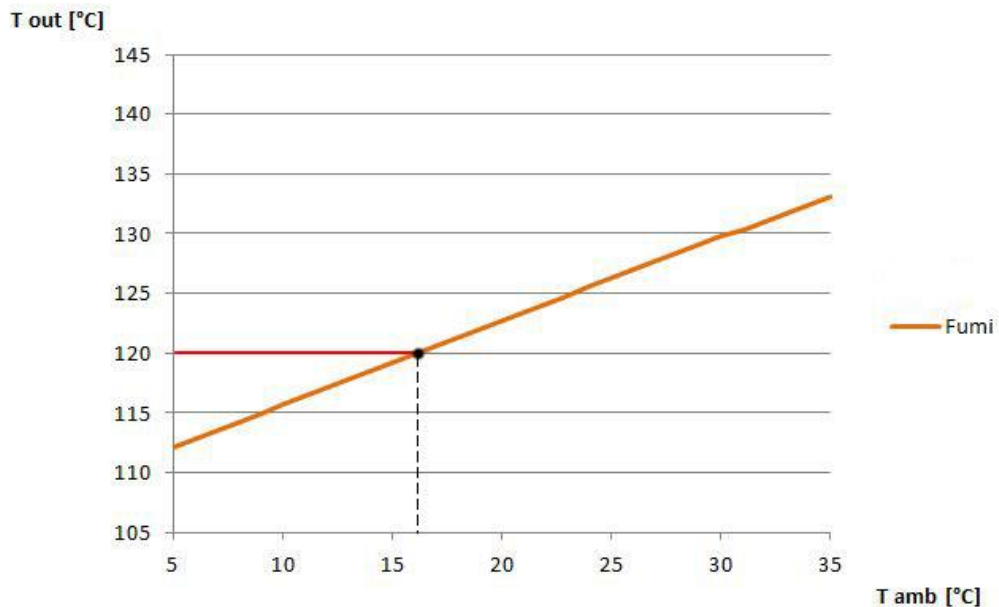
**Figura 4.31** – Andamento dell’efficienza dello scambiatore in funzione dell’intasamento del rotore.

### 3° Analisi parametrica: TEMPERATURA ARIA ESTERNA

La temperatura dell'aria esterna è un parametro da tenere sotto controllo durante il funzionamento dell'impianto perché influenza fortemente le condizioni operative dello scambiatore rigenerativo. Il flusso d'aria in ingresso nel componente è prelevato dall'ambiente esterno, quindi i profili di temperatura che caratterizzano il rotore sono condizionati dal valore della temperatura ambiente. L'osservazione di questo parametro permette di limitare i fenomeni di condense acide allo scarico dello scambiatore.

La formazione e la condensazione degli acidi solforosi ( $H_2SO_3$  e  $H_2SO_4$ ) avviene alla temperatura di rugiada, un valore che dipende dalla concentrazione di zolfo nei gas combust. La concentrazione di zolfo nei gas combust dipende a sua volta dal tenore di zolfo del combustibile e dall'eccesso d'aria utilizzato. Per le applicazioni di interesse, il punto di rugiada si attesta intorno ai  $60\div 100^\circ C$ . Quindi per evitare la formazione di condense acide, occorre mantenere la temperatura dei gas combust allo scarico al di sopra di un certo valore, scelto con opportuni criteri di sicurezza.

Questa analisi vuole individuare la temperatura minima dell'aria esterna che consente di raffreddare i gas combust (dopo la diluizione col trafileamento d'aria inferiore) fino ad una temperatura superiore a  $120^\circ C$ :



**Figura 4.32** – Andamento della temperatura dei gas combust allo scarico del rigeneratore in funzione della temperatura dell'aria esterna.

Il valore limite della temperatura dell'aria esterna individuato è pari a 16 °C.

Quando il valore della temperatura ambiente scende al di sotto del valore limite, per evitare la presenza di condense acide allo scarico del rigeneratore, si possono adottare due tipologie di accorgimenti:

- 1) Si riduce la portata d'aria introdotta nel rigeneratore, grazie ad un opportuno circuito di bypass che permette di inviare parte della portata d'aria prelevata dall'ambiente direttamente in caldaia, senza essere preriscaldata. La quantità di aria da bypassare deve essere stabilita imponendo che la temperatura dei gas combusti allo scarico dello Ljungstrom sia superiore al valore limite imposto.
- 2) Si preriscalda la portata d'aria prelevata dall'ambiente prima di introdurla nello Ljungstrom, con uno scambiatore di calore aggiuntivo alimentato a vapore prelevato dal ciclo. La portata di vapore prelevata dal ciclo deve essere stabilita sulla base della potenza termica necessaria al riscaldamento dell'aria fino alla temperatura limite.



## Bibliografia

- [1] *“Experiences with Regenerative Air Heater Performance Evaluations & Optimization”* Stephen Storm, John Guffre.
- [2] *“Heat Transfer Modeling and Analysis of a Rotary Regenerative Air Pre-Heater”* Kaushik Krishna, Rahul Ramachandran.
- [3] *“Improvement of Energy Efficiency of Coal-Fired Steam Boilers by Optimizing Working Parameters of Regenerative Air Preheaters”* Sandira Eljsan, Nikola Stosic.
- [4] *“Influence of Leakage Distribution on the Thermal Performance of a Rotary Regenerator”* R.K. Shah, T. Skiepko.
- [5] *“Performance Evaluation of Air Pre-Heater at Off-Design Condition”* Rakesh Kumar, Sanjeev Jain.
- [6] *“A Numerical Analysis of Heat Transfer and Fluid Flow in Rotary Regenerative Air Pre-Heaters”* Sandira Alagic, Nikola Stosic.
- [7] *“International Journal of Heat and Mass Transfer: Approximate Solutions for Metallic Regenerative Heat Exchangers”* H. Klein, G. Eigenberger.
- [8] *“Numerical Simulation of Heat Transfer Processes in Rotating Regenerators”* E. Zafeiriou, D. Wurz.
- [9] *“International Journal of Heat and Mass Transfer: Modeling and Effect of Leakages on Heat Transfer Performance of Fixed Matrix Regenerators”* R.K. Shah, T. Skiepko.
- [10] *“Real Time furnace Air In-Leakage Monitoring on Coal, Oil and/or Gas Fired Boilers”* Stephen Hall, Stephen Storm.
- [11] *“Influence of Rotational Speed upon Heat Transfer in a Rotary Regenerative Heat Exchanger”* Sandira Alagic, Nikola Stosic.
- [12] *“Predicted Effects of By-Pass Flow on Regenerator Performance”* P.J. Banks, W.M.J. Ellul.
- [13] *“An Indirect Estimation of Leakage Distribution in Steam Boiler Rotary Regenerators”* T. Skiepko.

- [14] *“Air Pre-Heater Performance and its Effects of Boiler Efficiency”* B.M. Singh.
- [15] *“The Effect of Longitudinal Heat Conduction on Periodic-Flow Heat Exchanger Performance”* G.D. Bahnke, C.P. Howard.
- [16] *“Analysis of Performance of Ljungstrom Air Preheater Elements”* Sreedhar Vulloju, E. Manoj Kumar.
- [17] *“Rotary Regenerator Design Theory and Optimization”* D.C. Swanepoel, D.G. Kroger.
- [18] *“International Journal of Heat and Mass Transfer: A Numerical Finite Difference Method for Performance Evaluation of a Periodic-Flow Heat Exchanger”* Chung-Hsiung Li.
- [19] *“Newly Developed Friction Factor Correlation for Pipe Flow and Flow Assurance”* A. Ghanbari, F. Fred Farshad.
- [20] *“Program for Finding Coefficients of NASA Polynomials”* NASA Thermodynamic Data: Report TN D-767.
- [21] *“Fundamentals of Heat and Mass Transfer: Sixth Edition”* Frank P. Incropera, David D. Dewitt, Theodore L. Bergman, Adrienne S. Lavine.
- [22] *“A Heat Transfer Textbook: Third Edition”* John H. Lienhard IV & John H. Lienhard V.
- [23] *“Process Heat Transfer”* Donald Q. Kern.
- [24] *“Heat Exchanger Design Handbook”* T. Kuppan.
- [25] *“Heat and Mass Transfer: Fourth Edition”* Yunus A. Cengel.
- [26] *“Handbook of Hydraulic Resistance”* Isaak E. Idelchik.
- [27] *“The Handbook of Fluid Dynamics”* Richard W. Johnson.
- [28] *“Perry’s Chemical Engineer’s Handbook: Seventh Edition”* Robert H. Perry, Don W. Green.
- [29] *“The Properties of Gases and Liquids: Fifth Edition”* Bruce E. Poling, John M. Prausnitz.