



UNIVERSITÀ POLITECNICA DELLE MARCHE

FACOLTÀ DI INGEGNERIA

Corso di Laurea Magistrale in
INGEGNERIA MECCANICA

VALUTAZIONE DELLE PRESTAZIONI DI UN
PROTOTIPO DI SCAMBIATORE DI CALORE
MEDIANTE TECNICA CFD

PERFORMANCE EVALUATION OF A HEAT EXCHANGER
PROTOTYPE THROUGH CFD TECHNIQUE

Relatore:

Prof. Andrea Crivellini

Correlatrice:

Ing. Alessandra Nigro

Tesi di laurea di
Leonardo Boccardo

Anno Accademico 2020-2021

Alla mia famiglia

Sommario

Il presente lavoro di tesi, svolto in collaborazione con Valmex S.p.A., azienda specializzata nella progettazione e produzione di scambiatori di calore, si propone di utilizzare i metodi forniti dalla CFD (Computational Fluid Dynamics) per studiare le prestazioni di un prototipo di scambiatore, nonché di fornire un contributo significativo alla fase finale di sviluppo e ottimizzazione dello stesso. Lo studio, svolto interamente all'interno del software commerciale ANSYS Fluent, inizia con la definizione della geometria del modello. L'approccio tradizionale per problemi analoghi è quello di realizzare un modello numerico 3D capace di riprodurre fedelmente il prototipo. In questo caso si è scelto invece di sviluppare una geometria 2D assialsimmetrica, con lo scopo di raggiungere la semplicità e la flessibilità necessarie ad implementare un processo automatizzato di ottimizzazione tramite superfici di risposta.

Partendo dalle soluzioni adottate per minimizzare l'impatto delle semplificazioni geometriche introdotte dall'approccio bidimensionale, si passa a descrivere lo sviluppo della griglia di calcolo e delle impostazioni per il setup. Successivamente vengono analizzati i risultati delle simulazioni, dimostrando il raggiungimento della mesh indipendenza e della validazione del modello tramite il confronto con i dati sperimentali. Segue un'analisi del campo di moto e delle criticità ad esso connesse.

Da ultimo viene introdotto il processo di response surface optimization, analizzando le strategie adottate per automatizzare il procedimento e i risultati conseguiti nelle diverse fasi dello stesso. In quest'ultima fase verranno discussi l'impatto delle variabili di progetto scelte, le configurazioni di ottimo ottenute e i possibili sviluppi futuri del lavoro.

Indice

Introduzione	1
1 Descrizione del problema.....	3
1.1 Contestualizzazione	3
1.2 Circond 2.0	6
1.2.1 Taglia e condizioni di funzionamento	8
2 Computational Fluid Dynamics	11
2.1 Il problema fluidodinamico.....	11
2.1.1 Equazioni di governo.....	11
2.1.2 Approcci alla soluzione del problema.....	15
2.2 Introduzione alla CFD	16
3 Modellazione numerica.....	19
3.1 Geometria.....	19
3.1.1 Semplificazioni geometriche	23
3.2 Mesh.....	28
3.2.1 Mesh method e Global mesh settings	30

III

3.2.2	Local mesh settings.....	31
3.2.3	Caratteristiche e qualità della mesh	36
3.3	Setup numerico.....	39
3.3.1	Modello di turbolenza	40
3.3.2	Modello di radiazione.....	42
3.3.3	Proprietà termofisiche.....	43
3.3.4	Condizioni al contorno.....	46
3.4	Solutore	52
4	Analisi delle simulazioni.....	57
4.1	Dati sperimentali.....	57
4.2	Mesh indipendenza.....	58
4.3	Validazione del modello.....	66
4.4	Studio del campo di moto	68
5	Studio delle prestazioni	80
5.1	Preparazione.....	81
5.1.1	Scelta delle variabili di progetto e delle funzioni obiettivo.....	81
5.1.2	Parametrizzazione della geometria	82
5.1.3	Automatizzazione del calcolo.....	83
5.2	Design of Experiments	89
5.3	Response surface.....	96
5.4	Optimization	106
	Conclusioni.....	111

Bibliografia.....115

Introduzione

In questa tesi viene preso in esame il lavoro svolto all'interno del Dipartimento di Ingegneria Industriale e Scienze Matematiche dell'Università Politecnica delle Marche, avente come oggetto di studio un prototipo di scambiatore di calore prodotto da Valmex S.p.A.

Valmex S.p.A. è un'azienda marchigiana con sede a Lucrezia di Cartoceto (PU) che ad oggi conta un fatturato consolidato di 60 milioni di euro, 250 dipendenti e distribuzione in 5 continenti. Attualmente l'azienda è uno dei principali produttori a livello mondiale di scambiatori in rame e alluminio per caldaie domestiche murali a gas e sta entrando nel settore degli scambiatori per varie applicazioni dell'industria della refrigerazione.

In particolare Valmex è specializzata nella progettazione e nella produzione di:

- Scambiatori in acciaio inossidabile per caldaie a condensazione
- Scambiatori in alluminio per caldaie a condensazione
- Scambiatori in alluminio per caldaie con recuperatore – semi condensazione
- Scambiatori in alluminio per caldaie tradizionali
- Scambiatori primari in rame (monotermici e bitermici) per caldaie tradizionali
- Condensatori ed evaporatori microcanale in alluminio per i settori della refrigerazione e della climatizzazione

All'interno della prima classe di prodotti troviamo il Circond, uno scambiatore compatto basato su una singola serpentina in acciaio inossidabile a sezione ovale disponibile in diverse taglie di potenza. Al fine di creare una nuova famiglia di Circond personalizzata sulla base delle richieste del cliente e con prestazioni migliori, Valmex

ha condotto un nuovo studio sul modello che ha portato alla realizzazione del prototipo di Circond 2.0.

Il presente lavoro di tesi è incentrato proprio su tale prototipo e si prefigge come obiettivo quello di sfruttare i vantaggi offerti dalla tecnica della CFD per portare a termine lo studio avviato per via sperimentale. Nello specifico si desidera mettere a punto un modello numerico del nuovo prototipo di scambiatore che sia in grado di riprodurre il comportamento termofluidodinamico reale e che, mantenendo bassi i tempi e le potenze richiesti al calcolatore, consenta di valutare:

- i campi interni di velocità, temperatura e pressione; questo permetterebbe non solo di indagare il campo di moto ed eventuali criticità difficilmente conoscibili per via sperimentale (come le massime temperature raggiunte all'interno dello scambiatore), ma anche di ottenere i dati necessari ad un'analisi termomeccanica parallela
- le prestazioni al variare dei parametri di progetto e quindi come questi ultimi, assieme al loro effetto combinato, influenzano le principali grandezze d'interesse
- delle possibili configurazioni di ottimo nel rispetto di determinati vincoli progettuali

Capitolo 1

Descrizione del problema

1.1 Contestualizzazione

Si definiscono generatori di calore quelle apparecchiature all'interno delle quali avviene il trasferimento di energia termica dai prodotti della combustione al fluido termovettore. Essenzialmente esse sono costituite dal focolare, zona in cui avviene la combustione, dalla zona circostante nella quale circola il fluido da riscaldare, da tubi di fumo (solo per alcune tipologie) e da un rivestimento esterno realizzato con materiale isolante, protetto da un lamierino esterno [1].

Per i generatori di calore si definiscono i seguenti parametri:

- *Potenza termica al focolare*: è data dal prodotto del potere calorifico inferiore del combustibile utilizzato e della sua portata; viene espressa in [kW].

$$Q_f = m_{comb} \cdot PCI$$

- *Potenza termica convenzionale*: è data dalla potenza termica al focolare diminuita della potenza termica persa al camino (ovvero la perdita per calore sensibile nei fumi), [kW].

$$Q_c = Q_f - m_{comb} \cdot q_{p,a}$$

- *Potenza termica utile*: coincide con la potenza termica trasferita al fluido termovettore, [kW].

$$Q_u = m_w c_w (T_{w,out} - T_{w,in})$$

- *Rendimento di combustione*: è il rapporto fra la potenza termica convenzionale e la potenza termica al focolare.

$$\eta_t = \frac{Q_c}{Q_f}$$

- *Rendimento termico utile*: è il rapporto fra la potenza termica utile e la potenza termica al focolare.

$$\eta_{tu} = \frac{Q_u}{Q_f}$$

Come viene messo in evidenza dalle grandezze appena definite, è necessario considerare che il calore sprigionato dalla combustione e potenzialmente messo a disposizione per il fluido termovettore non viene sfruttato completamente; infatti una parte dell'energia generata viene persa sotto diverse forme.

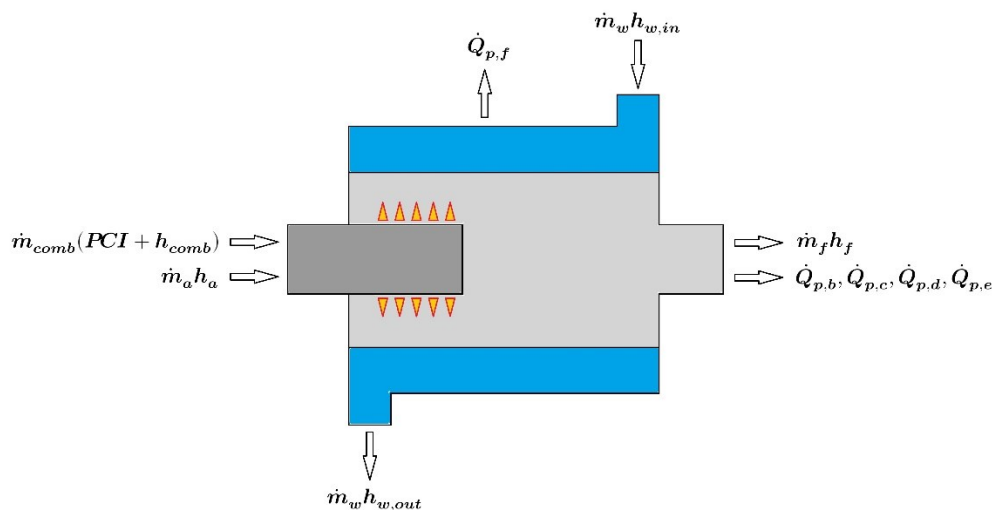


Figura 1. 1: Schematizzazione di una generica caldaia

Per avere una visione più chiara di tali perdite e per arrivare a determinare una relazione che definisca la potenza termica utile in funzione di esse è sufficiente considerare il bilancio di energia per il generico sistema caldaia (Figura 1.1), che opportunamente riordinato restituisce la seguente formula:

$$Q_u = Q_f - m_{comb}(q_{p,a} + q_{p,b} + q_{p,c} + q_{p,d} + q_{p,e} + q_{p,f})$$

in cui i termini q_p rappresentano le perdite in [kJ/kg] di combustibile.

Nello specifico si distinguono:

- Perdite al camino:

$$q_{p,a} = \frac{m_f}{m_{comb}} h_f - h_{comb} - \frac{m_a}{m_{comb}} h_a \approx W_f c_{p,f} (T_f - T_a)$$

- Perdite di calore per il vapore formatosi durante la combustione:

$$q_{p,b} = \frac{9 H_2}{100} (h_{tg} - h_{fta})$$

- Perdite per il calore di riscaldamento del vapore acqueo presente nell'aria comburente:

$$q_{p,c} = x W_a (h_{tg} - h_{gta})$$

- Perdite per incombusti:

$$q_{p,d} = 23,591 C \frac{CO}{CO_2 + CO}$$

- Perdite per il carbonio non bruciato e rimasto nelle ceneri:

$$q_{p,e} = 33,957 \left(\frac{C_u}{100} - C \right)$$

- Perdite legate ai fenomeni di irraggiamento e convezione sulle pareti della caldaia ($q_{p,f}$).

Le grandezze presenti nelle relazioni precedenti hanno il seguente significato:

m_a = portata massica di aria comburente, [kg/s]

m_f = portata massica di fumi, [kg/s]

h_a = entalpia dell'aria comburente, [kJ/kg]

h_f = entalpia dei fumi, [kJ/kg]

h_{comb} = entalpia del combustibile, [kJ/kg]

h_{tg} = entalpia del vapore surriscaldato alla temperatura dei fumi e alla pressione di 6,895 [kPa] assoluti, [kJ/kg]

h_{fta} = entalpia dell'acqua alla temperatura dell'aria comburente, [kJ/kg]

h_{gta} = entalpia del vapore saturo alla temperatura dell'aria comburente, [kJ/kg]

W_a = massa di aria comburente per kg di combustibile

W_f = massa di fumi per kg di combustibile

$c_{p,f}$ = calore specifico dei fumi, [kJ/(kg K)]

T_f = temperatura dei fumi, [°C]

T_a = temperatura dell'aria comburente, [°C]

x = umidità specifica dell'aria, [kg vapore/kg aria secca]

H_2 = percentuale di idrogeno nel combustibile

CO, CO_2 = percentuale (in volume) di questi gas nei fumi

C = carbonio bruciato effettivamente, [kg/kg combustibile]

C_u = carbonio totale presente nel combustibile, [kg/kg combustibile]

Considerando gli ottimi generatori di calore ad oggi disponibili sul mercato e realizzando una buona regolazione della combustione è possibile trascurare i termini $q_{p,d}, q_{p,f}$, mentre la perdita $q_{p,e}$ va considerata esclusivamente per generatori a combustibile solido.

1.2 Circond 2.0

Il Circond 2.0 è un generatore di calore di piccole dimensioni pensato per l'installazione all'interno di caldaie murali ad uso domestico (Figura 1.2).

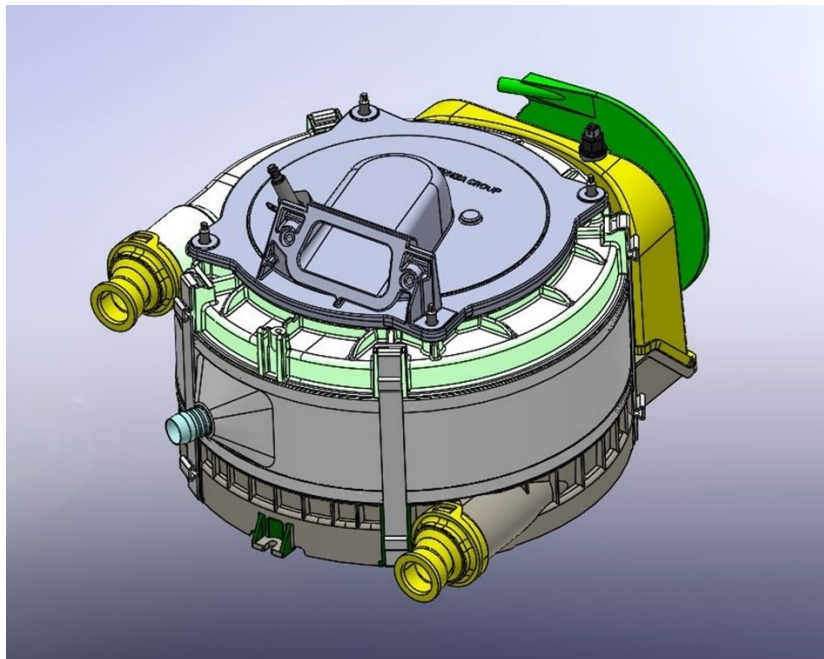


Figura 1. 2: Circond 2.0

Di seguito se ne riportano le principali caratteristiche.

Installazione	Caldaia domestica murale
Tipologia	Condensazione
Numero serpentine	1

Materiale serpentine	Acciaio inossidabile
Combustibile	Metano
Bruciatore	Premiscelato, ad aria soffiata
Fluido termovettore	Acqua calda (<math><100^{\circ}\text{C}</math>)

Tabella 1. 1: Caratteristiche tecniche del Circond

L'utilizzo di un'unica serpentina a sezione ovale permette non solo di evitare l'accumulo di sporco e detriti e di diminuire la caduta di pressione dell'acqua (per via della sezione più grande), ma anche di ridurre la complessità ed il numero di componenti, semplificando la produzione e l'assemblaggio.

Il generatore è alimentato da un bruciatore premiscelato ad aria soffiata, all'interno del quale l'aria necessaria alla combustione del gas viene fornita, sotto pressione, da un ventilatore. Questo tipo di bruciatore garantisce un'intima miscelazione di combustibile e comburente assicurando un miglior rendimento di combustione.

Il principio di funzionamento del Circond si basa sulla realizzazione di un duplice scambio termico: uno ad alta temperatura ed uno a bassa temperatura (Figura 1.3).

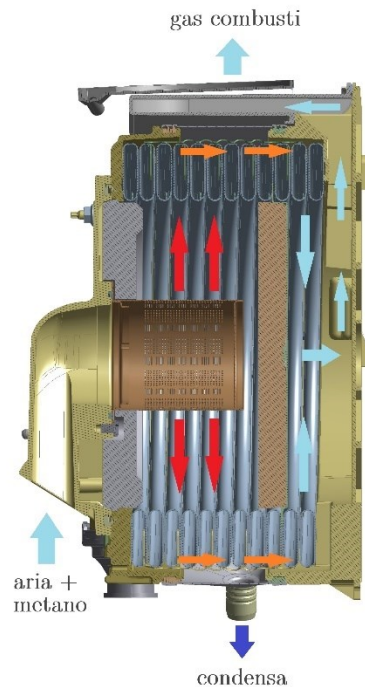


Figura 1. 3: Schema di funzionamento del Circond 2.0

I fumi caldi prodotti nella camera di combustione attraversano il primo rango di spire delimitato dal disco separatore realizzando lo scambio termico ad alta temperatura. Successivamente essi lambiscono il lamierino esterno subendo una deflessione che li porta ad attraversare anche il secondo rango di spire e a realizzare in questo modo lo scambio termico a bassa temperatura, che preriscalda l'acqua in ingresso tramite la condensazione del vapore contenuto nei fumi. È importante sottolineare che per consentire tale funzionamento l'acqua deve fare ingresso nella serpentina in corrispondenza della base dello scambiatore, in modo da percorrerlo sulla direzione assiale in verso opposto ai fumi.

La condensa prodotta viene drenata nella parte inferiore del Circond, mentre i gas combusti fuoriescono dalla parte superiore.

La posizione del disco separatore, che divide la camera di combustione e la zona di condensazione, può essere regolata in base alla taglia, in modo da ottimizzare lo scambio termico che avviene per condensazione. Questa regolazione influisce sia sulle perdite di carico dei fumi sia sulla quantità di condensa prodotta, e di conseguenza sull'efficienza stessa dello scambiatore di calore.

1.2.1 Taglia e condizioni di funzionamento

Lo sviluppo del Circond 2.0 è stato portato avanti sulla base delle richieste avanzate dal cliente. Queste riguardavano due taglie di scambiatore e diverse condizioni di funzionamento in termini di potenza in ingresso, salto termico del fluido termovettore ed emissioni di CO_2 :

Taglie	9,5 spire, 11,5 spire
Potenza al focolare	Massima, intermedia, minima
ΔT acqua [°C]	60/80, 30/50, 30/37
Emissioni CO_2 [%]	9

Tabella 1. 2: Taglie e condizioni di funzionamento

Al momento dell'inizio della collaborazione, Valmex aveva già realizzato diverse serie di prototipi, sottoposte via via a delle prove sperimentali specifiche i cui risultati hanno condotto ad un miglioramento del progetto iniziale. Il lavoro svolto si colloca nelle fasi finali di questo processo di prototipazione e si basa pertanto sull'ultimo dei modelli realizzati per il cliente.

Di seguito se ne riportano le caratteristiche:

Taglia	11,5 spire
Potenza al focolare [kW]	37,1 (massima)
ΔT acqua [°C]	60/80
Emissioni CO_2 [%]	9

Tabella 1. 3: Caratteristiche del prototipo utilizzato

È importante mettere in evidenza come nelle suddette condizioni di funzionamento non possa verificarsi il fenomeno della condensazione, in quanto la temperatura di ritorno dell'acqua, 60 [°C], rimane sempre al di sopra della temperatura di rugiada, 53-59 [°C].

A partire dalle specifiche richieste dal cliente è possibile risalire alle portate di combustibile e comburente da fornire al bruciatore e successivamente alla potenza termica utile Q_u realmente ceduta al fluido termovettore, nonché al rendimento termico utile η_{tu} .

Prima di procedere ad effettuare tali valutazioni, si riassumono i valori assunti per i principali parametri coinvolti, in riferimento a [1]:

PCI_{CH_4} [kW/m ³]	9,45
$CO_2^{teorica}$ [%]	12,1
k	90
α_{st}	9,6
ρ_a [kg/m ³] @20°C	1,204
c_w [J/kg K]	4186

Tabella 1. 4: Valori dei principali parametri utilizzati

Ricorrendo alla definizione di potenza al focolare si ricava la portata massica di metano da fornire al bruciatore:

$$m_{CH_4} = \frac{Q_f}{PCI_{CH_4}} = \frac{37,1}{9,45} = 3,926 \left[\frac{m^3}{h} \right]$$

Affinché in condizioni reali si realizzi una combustione completa è sempre necessario fornire un eccesso d'aria percentuale ε , calcolabile secondo la relazione fornita da [1]:

$$\varepsilon = \frac{CO_2^{teorica} - CO_2^{reale}}{CO_2^{reale}} k = \frac{12,1 - 9}{9} \cdot 90 = 31 \text{ [\%]}$$

Da cui si ottiene un eccesso d'aria e pari a:

$$e = 1,31$$

A questo punto, dalla definizione di rapporto di miscela allo stechiometrico, si ricava la portata d'aria effettiva da fornire al bruciatore:

$$m_a = e \cdot \alpha_{st} \cdot m_{CH_4} = 1,31 \cdot 9,6 \cdot 3,926 = 49,372 \left[\frac{m^3}{h} \right]$$

e dunque la portata di miscela:

$$m_m = m_{CH_4} + m_a = 3,926 + 49,372 = 53,298 \left[\frac{m^3}{h} \right] = 0,0178 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

avendo assunto la densità dell'aria $\rho_a = 1,204 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ relativa alla temperatura ambiente di 20 [°C].

Si considerino ora i test sperimentali eseguiti.

Una volta calcolata la portata di miscela da fornire al bruciatore per ottenere la potenza al focolare desiderata, questa può essere impostata adottando la corretta velocità del ventilatore. Per imporre il salto termico desiderato per il fluido termovettore è necessario invece imporre la temperatura di ritorno, variando la portata dello stesso fino ad ottenimento del corretto valore della temperatura di mandata.

Nel caso in esame si è ricavato che, per ottenere un salto termico di 60/80 [°C] deve essere fornita una portata di acqua $m_w^{sperim} = 0,4167 \left[\frac{kg}{s} \right]$.

La potenza termica utile trasportata dal fluido termovettore viene quindi ricavata come:

$$Q_u = m_w c_w \Delta T_w = 0,4167 \cdot 4186 \cdot 20 = 34886 \text{ [W]}$$

Ed il rendimento termico utile come:

$$\eta_{tu} = \frac{Q_u}{Q_f} = \frac{34886}{37100} = 0,94$$

Capitolo 2

Computational Fluid Dynamics

Nel presente capitolo

2.1 Il problema fluidodinamico

2.1.1 Equazioni di governo

Un qualsiasi problema fluidodinamico consiste nella determinazione delle proprietà del fluido in funzione dello spazio e del tempo ed è governato dalle equazioni fondamentali della meccanica dei fluidi. Tali equazioni derivano dalle leggi di conservazione, in particolare della massa, della quantità di moto e dell'energia, definite come tali in quanto esprimono, in generale, la costanza nel tempo delle relative grandezze [2].

Di seguito queste verranno trattate brevemente, descrivendone i passaggi che conducono alla formulazione differenziale.

Equazione di conservazione della massa:

La legge di conservazione della massa ha origine dal postulato di Lavoisier, il quale, in riferimento ad un sistema chiuso, afferma che la quantità totale di materia rimane costante:

$$\frac{dm}{dt} = 0$$

Applicando il Teorema del trasporto di Reynolds è possibile passare ad una formulazione valida per un volume di controllo V delimitato dalla superficie A :

$$\int_V \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \int_A \rho v \cdot n dA = 0$$

Tale equazione stabilisce che la somma della variazione nell'unità di tempo della massa del volume di controllo e della portata di massa attraverso la superficie di controllo è pari a zero.

Ricorrendo al Teorema della divergenza si ottiene:

$$\int_V \left[\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v) \right] dV = 0$$

Dovendo tale relazione essere valida per qualsiasi volume di controllo, indipendentemente dalla sua forma e dalle sue dimensioni, l'integrando deve essere identicamente nullo:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho v = 0$$

Nel caso di fluido incomprimibile l'equazione di continuità assume la seguente forma:

$$\nabla v = 0$$

Equazione di conservazione della quantità di moto:

L'equazione di conservazione della quantità di moto deriva dalla seconda legge di Newton, la quale afferma che la variazione nell'unità di tempo della quantità di moto di un corpo è uguale alla risultante delle forze agenti su di esso:

$$F = m \frac{dv}{dt}$$

Passando alla formulazione valida per un volume di controllo, tramite il Teorema del trasporto di Reynolds si ottiene:

$$F = \frac{d}{dt} \int_V \rho v dV + \int_A \rho v v \cdot n dA$$

In cui F rappresenta la risultante delle forze di volume e di superficie agenti rispettivamente sul volume di controllo e sulla superficie di controllo:

$$F = F_V + F_A = \int_V \rho g dV + \int_A \sigma_{ij} \cdot n dA$$

Che sostituite nell'equazione restituiscono:

$$\int_V \rho g \, dV + \int_A \sigma_{ij} \cdot n \, dA = \frac{d}{dt} \int_V \rho v \, dV + \int_A \rho v \, v \cdot n \, dA$$

Questa relazione sta ad indicare che la risultante delle forze agenti sul volume di controllo è uguale alla somma della variazione nell'unità di tempo della quantità di moto del volume di controllo e del flusso totale di quantità di moto attraverso la superficie di controllo.

Applicando il Teorema della divergenza ed operando opportuni passaggi matematici si arriva a scrivere:

$$\int_V \left[\rho \frac{\partial v}{\partial t} + \rho \, v \cdot \nabla v - \rho g - \bar{\nabla} \cdot \sigma_{ij} \right] dV = 0$$

Anche in questo caso la relazione deve valere per qualsiasi volume di controllo, pertanto l'integrando deve essere identicamente nullo:

$$\rho \left[\frac{\partial v}{\partial t} + v \cdot \nabla v \right] = \rho g + \bar{\nabla} \cdot \sigma_{ij}$$

Introducendo le ipotesi di fluido newtoniano ed incomprimibile si ottiene infine l'equazione vettoriale di Navier-Stokes:

$$\frac{\partial v}{\partial t} + v \cdot \nabla v = g - \frac{\bar{\nabla} p}{\rho} + \nu \nabla^2 v$$

Equazione di conservazione dell'energia:

L'equazione di conservazione dell'energia ha origine dal primo principio della termodinamica, il quale afferma che durante un qualsiasi processo l'energia non può essere creata né distrutta, ma può soltanto cambiare forma.

Nel caso di un sistema chiuso la variazione del contenuto energetico può avvenire solo per trasmissione di calore o per trasferimento di lavoro, pertanto:

$$\frac{dE}{dt} = \frac{dQ}{dt} + \frac{dL}{dt} = Q + L$$

Applicando il Teorema del trasporto di Reynolds si passa anche in questo caso alla formulazione valida per un volume di controllo:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \mathcal{E} \, dV + \int_A \rho \mathcal{E} \, v \cdot n \, dA = Q + L$$

in cui \mathcal{E} rappresenta l'energia specifica totale, Q rappresenta la somma della potenza termica ceduta dalle reazioni chimiche (che supponiamo nulla) e della potenza termica trasmessa per conduzione

$$Q = Q_c + Q_k = \int_A k \bar{\nabla} T \cdot n \, dA$$

e L rappresenta la somma della potenza scambiata con gli organi meccanici (che supponiamo nulla), della potenza associata alle forze di pressione e della potenza associata alle forze viscosse

$$L = L_{mec} + L_p + L_v = - \int_A p \, v \cdot n \, dA + \int_A v \cdot n \cdot \tau_{ij} \, dA$$

Sostituendo tali definizioni all'interno dell'equazione si ricava:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \int_V \rho \mathcal{E} \, dV + \int_A \rho \mathcal{E} \, v \cdot n \, dA \\ = \int_A k \bar{\nabla} T \cdot n \, dA - \int_A p \, v \cdot n \, dA + \int_A v \cdot n \cdot \tau_{ij} \, dA \end{aligned}$$

Andando ad introdurre l'entalpia specifica totale \mathcal{H} si ottiene:

$$\int_V \frac{\partial}{\partial t} \rho \mathcal{E} \, dV + \int_A \rho \mathcal{H} \, v \cdot n \, dA = \int_A k \bar{\nabla} T \cdot n \, dA + \int_A v \cdot n \cdot \tau_{ij} \, dA$$

Si applica quindi il Teorema della divergenza, ricavando:

$$\int_V \left[\frac{\partial}{\partial t} \rho \mathcal{E} + \bar{\nabla} \cdot \rho \mathcal{H} v - \bar{\nabla} \cdot (k \bar{\nabla} T) - \bar{\nabla} \cdot (v \cdot \tau_{ij}) \right] dV = 0$$

in cui, come già visto in precedenza, l'integrando deve essere identicamente nullo:

$$\frac{\partial \rho \mathcal{E}}{\partial t} + \bar{\nabla} \cdot \rho \mathcal{H} v = \bar{\nabla} \cdot (k \bar{\nabla} T) + \bar{\nabla} \cdot (v \cdot \tau_{ij})$$

Svolgendo gli adeguati passaggi matematici e passando ad una formulazione alternativa dell'equazione, questa volta in termini di temperatura, si ottiene infine:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + v \cdot \nabla T = \mu \Phi + \frac{Dp}{Dt} + \alpha \nabla^2 T$$

2.1.2 *Approcci alla soluzione del problema*

In generale è possibile distinguere tre diversi metodi per la risoluzione di un problema fluidodinamico:

- *Approccio analitico*: utilizza le equazioni di governo per trovare la soluzione analitica del problema. Sebbene tale approccio consenta di arrivare alla soluzione esatta, la complessità di un sistema non lineare di equazioni differenziali alle derivate parziali come quelle che caratterizzano il problema fluidodinamico fa sì che esse non ammettano quasi mai una soluzione analitica. Generalmente questa è possibile solamente per pochissimi problemi, caratterizzati da una geometria del campo di moto e da condizioni molto semplici. Essi riguardano in genere il regime di moto laminare, bidimensionale, incomprimibile e permanente; in tali condizioni è possibile trascurare alcuni termini delle equazioni, che in tal modo diventano risolvibili.
- *Approccio sperimentale*: si basa sulla raccolta di dati empirici ottenuti da prove condotte su dei prototipi che riproducono il problema da analizzare (ne sono un esempio i test in galleria del vento). Lo svantaggio di tale approccio risiede nel fatto che, se i dati ricavati suggeriscono una modifica, è necessario costruire nuovi prototipi. Questo rende il processo di progettazione particolarmente lento e costoso.
- *Approccio numerico*: anche in questo caso si fa uso delle equazioni di governo per arrivare alla soluzione del problema. Diversamente dall'approccio analitico, le equazioni originali vengono discretizzate e quindi approssimate da equazioni algebriche che possono essere risolte attraverso l'uso di un computer. Questo metodo rende possibile la risoluzione di problemi anche particolarmente complessi; tuttavia è bene ricordare che il risultato di una procedura di calcolo è sempre un'approssimazione della soluzione reale del sistema.

2.2 Introduzione alla CFD

La fluidodinamica computazionale, anche detta CFD, utilizza le tecniche dell'analisi numerica per risolvere problemi fluidodinamici che possono arrivare a coinvolgere anche aspetti fisici complessi come la compresenza di più fluidi, lo scambio termico, l'irraggiamento, le reazioni chimiche, il cambiamento di fase, i fenomeni acustici e l'interazione fluido-struttura.

Questo tipo di strumento dal notevole potenziale ha trovato fin da subito applicazioni in svariati ambiti, industriali e non; ne sono un esempio: aerodinamica di velivoli e veicoli, idrodinamica delle imbarcazioni, combustione all'interno di motori a combustione interna e turbine a gas, turbomacchine, raffreddamento di microcircuiti, riscaldamento e ventilazione degli edifici, carichi su strutture off-shore, meteorologia, flusso sanguigno all'interno di arterie e vene [3].

Inizialmente implementata durante gli anni '60 nel processo di progettazione e R&S di aerei e motori a reazione da parte dell'industria aerospaziale, la CFD ha iniziato a trovare un più ampio utilizzo a partire dagli anni '90, in seguito alla grande crescita nella disponibilità di hardware di calcolo ad alte prestazioni e prezzi accessibili, unita all'introduzione di interfacce user-friendly.

Naturalmente i costi di investimento degli hardware e dei software necessari per l'utilizzo delle tecniche CFD sono piuttosto elevati, ma risultano comunque mediamente inferiori a quelli di una struttura sperimentale di alta qualità.

La CFD offre inoltre degli importanti vantaggi rispetto all'approccio sperimentale:

- sostanziale riduzione dei tempi di consegna e dei costi di nuovi progetti
- capacità di studiare sistemi in cui gli esperimenti controllati sono difficili o impossibili da eseguire
- capacità di studiare i sistemi in condizioni pericolose al di là dei loro normali limiti di prestazione (es: studi di sicurezza e scenari di incidenti)
- livello di dettaglio dei risultati praticamente illimitato
- possibilità di ottenere grandi volumi di risultati senza costi aggiuntivi e di eseguire studi parametrici finalizzati all'ottimizzazione delle prestazioni

Di seguito si va ad esaminare la struttura di un codice CFD. Tutti i software contengono tre elementi principali:

- *Pre-processore*: permette l'inserimento, all'interno di un'interfaccia semplificata, di tutti i dati necessari a definire il problema, che vengono poi trasformati in una forma adatta ad essere processata dal solutore.

I passaggi da eseguire al suo interno sono: definizione della geometria del dominio computazionale; generazione della griglia di calcolo (o "mesh") tramite la suddivisione del dominio in sottodomini più piccoli, detti "celle"; selezione dei fenomeni fisici e chimici da modellare; definizione delle proprietà dei fluidi; specifica delle condizioni al contorno ai confini del dominio.

La soluzione del problema viene calcolata sui nodi interni ad ogni cella, di conseguenza l'accuratezza di una soluzione CFD è governata dal numero di celle della griglia: in generale più è grande il numero di celle migliore è l'accuratezza della soluzione. Anche il costo computazionale, in termini di tempo e potenza di calcolo, è legato al livello di raffinamento della griglia: la difficoltà, in questa fase, sta pertanto nel riuscire ad ottenere un infittimento che garantisca un buon compromesso tra le due necessità. Per raggiungere l'obiettivo è possibile avvalersi di mesh non uniformi: più raffinate nelle regioni in cui le grandezze fluidodinamiche variano rapidamente e più grossolane nelle regioni in cui la loro variazione è meno repentina.

- *Solutore*: esistono tre diverse tecniche numeriche per risolvere il problema fluidodinamico: metodo delle differenze finite, metodo degli elementi finiti, metodo dei volumi finiti. Si andrà ora a considerare solamente il metodo dei volumi finiti, una particolare formulazione delle differenze finite che ha il vantaggio di essere molto flessibile, soprattutto nella risoluzione di problemi multidimensionali con volumi di vario tipo, e che costituisce ormai l'approccio standard utilizzato nella maggior parte dei codici CFD.

L'algoritmo numerico prevede i seguenti passaggi: integrazione delle equazioni di governo su tutti i volumi di controllo in cui è suddiviso il dominio; discretizzazione delle equazioni integrali risultanti in equazioni algebriche; risoluzione delle equazioni algebriche con un metodo iterativo.

Il primo passaggio distingue il metodo dei volumi finiti da tutte le altre tecniche CFD.

- *Post-processore*: permette una visualizzazione versatile ed efficace dei dati ottenuti dal solutore. Le sempre maggiori capacità grafiche hanno permesso di sviluppare strumenti per la visualizzazione di: dominio computazionale e mesh, grafici di

distribuzione di grandezze vettoriali, grafici di distribuzione di grandezze scalari, grafici di andamento delle linee di flusso, ecc...

Attualmente sono disponibili numerosi software che utilizzano codici di fluidodinamica computazionale, sia commerciali che open-source, tra i quali troviamo: Fluent, CFX, STAR-CCM+, COMSOL, OpenFOAM, Su2.

Il presente lavoro è stato svolto interamente all'interno di ANSYS Fluent, a partire dalla definizione del modello numerico fino allo studio parametrico e delle configurazioni di ottimo.

Capitolo 3

Modellazione numerica

3.1 Geometria

La geometria del Circond, al netto di tutti i componenti la cui presenza non influisce in modo significativo sui fenomeni fisici che ci si prefigge di studiare, può essere considerata in prima approssimazione assialsimmetrica.

Questa considerazione apre una nuova strada nella scelta di come approcciare la modellazione virtuale del prototipo. Nello specifico ci si trova a poter scegliere tra due possibili modelli, di cui nel seguito andiamo a discutere vantaggi e svantaggi:

- *Modello 3D*: il dominio di calcolo in ingresso al solutore è di tipo tridimensionale, di conseguenza le equazioni di governo vengono applicate a tutti i volumi nei quali è suddiviso il dominio.

Sebbene la tecnica ai volumi finiti si comporti particolarmente bene nel caso di domini multidimensionali, il costo computazionale è mediamente alto, sia a livello di generazione della mesh, sia a livello di simulazione numerica. Ciò che ne consegue è una maggiore difficoltà nello sviluppo progressivo del modello e di sue eventuali modifiche, che richiedono elevati tempi e potenze di calcolo. Il vantaggio che si ha nell'adottare un modello 3D, in un caso come quello in esame, risiede in un'accuratezza dei risultati potenzialmente maggiore.

- *Modello 2D assialsimmetrico*: il dominio di calcolo è di tipo bidimensionale e va a coincidere con una delle infinite sezioni che è possibile realizzare operando un taglio planare passante per l'asse di simmetria dello scambiatore. In questo caso viene utilizzata una forma modificata delle equazioni di governo che consente di tener conto della simmetria assiale e che viene applicata a tutte le superfici nelle

quali è suddiviso il dominio.

Questa soluzione permette di abbattere drasticamente gli oneri computazionali, sia per l'utilizzo di celle bidimensionali sia per la notevole riduzione del numero delle stesse. La principale criticità che si viene a creare con questo tipo di approccio è l'inevitabile introduzione di semplificazioni nella geometria, che possono ridurre l'accuratezza con cui il modello riproduce il comportamento reale. Il Circond, infatti, può essere considerato assialsimmetrico solo in prima approssimazione, in quanto presenta al suo interno degli elementi che, localmente, fanno cadere tale ipotesi. Questo argomento verrà approfondito più avanti.

Ai fini degli obiettivi stabiliti a monte del lavoro svolto si è scelto di realizzare un *modello 2D assialsimmetrico*.

Ciò consente non solo di agevolare e velocizzare lo sviluppo progressivo del modello attraverso le opportune modifiche, ma anche di condurre uno studio numerico sostenibile dal punto di vista dei tempi e delle potenze richieste al calcolatore. Quest'ultimo aspetto risulta indispensabile ai fini dell'implementazione del processo di ottimizzazione e di studio dei parametri di progetto, in quanto permette di simulare un gran numero di configurazioni in un lasso di tempo accettabile. La realizzazione di un modello 3D ben strutturato, in tal caso, non avrebbe garantito la possibilità di perseguire gli altri obiettivi prefissati.

Dopo aver stabilito come far fronte alle semplificazioni richieste da tale approccio, è stato realizzato il modello virtuale. A partire dalle misure fornite da Valmex è stato disegnato lo sketch di partenza e in seguito sono state generate tutte le feature e le named selections (vedi Figura 3.1, Figura 3.2, Figura 3.3, Figura 3.4, Tabella 3.1).

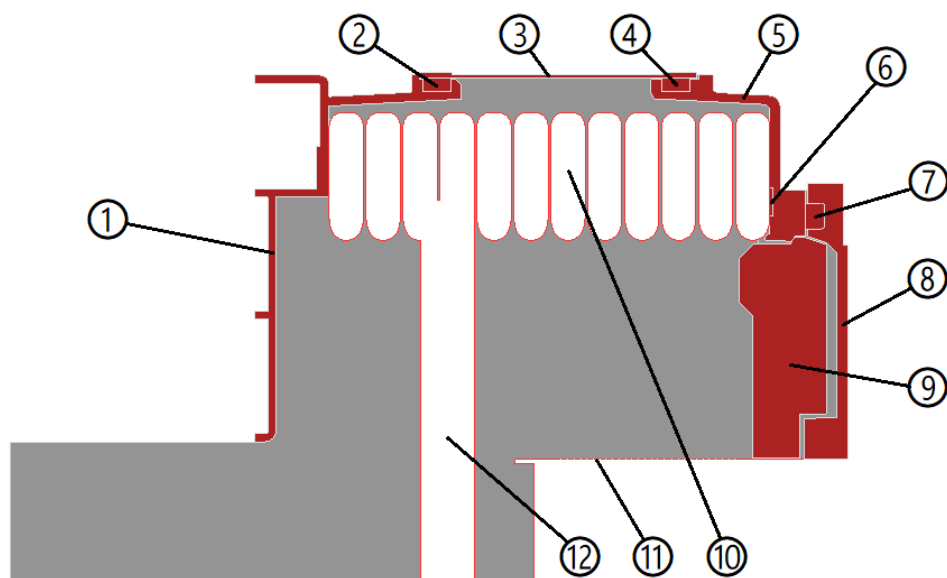


Figura 3. 1: Componenti del Circond 2.0

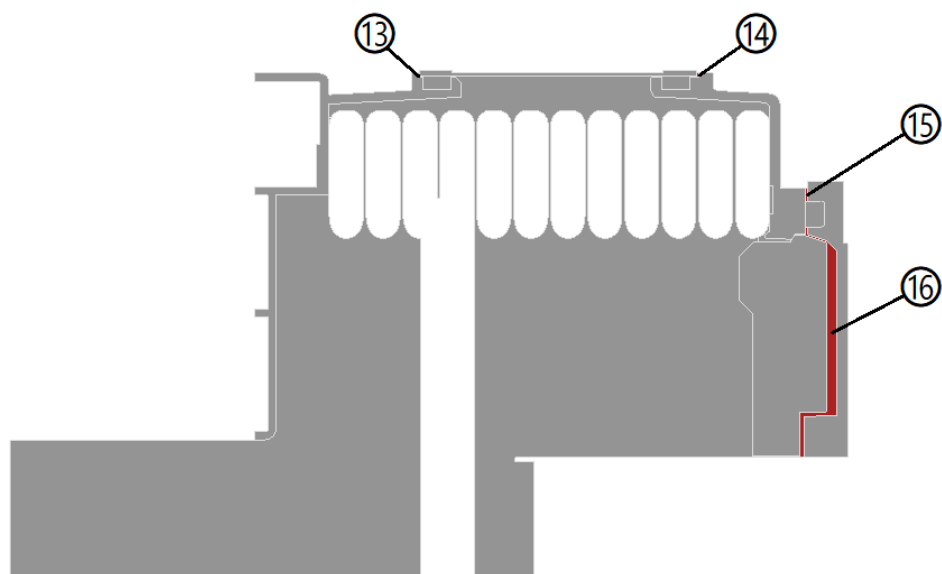


Figura 3. 2: Intercapedini d'aria

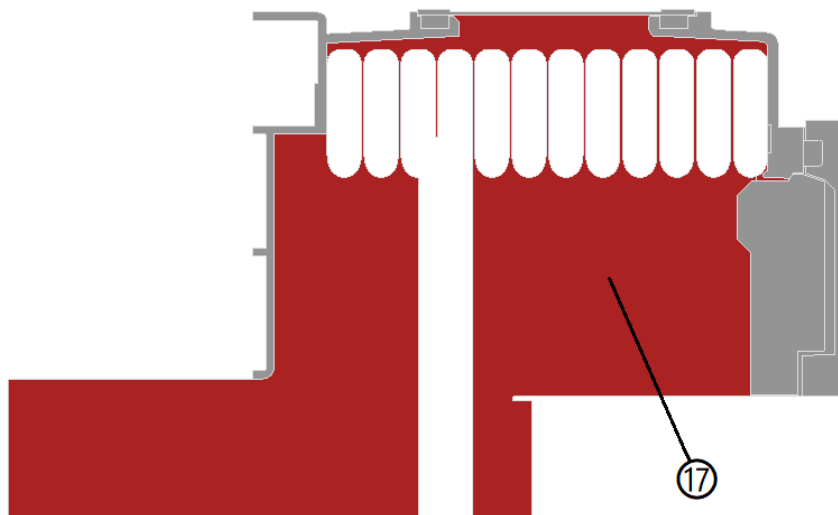


Figura 3. 3: Dominio fluido

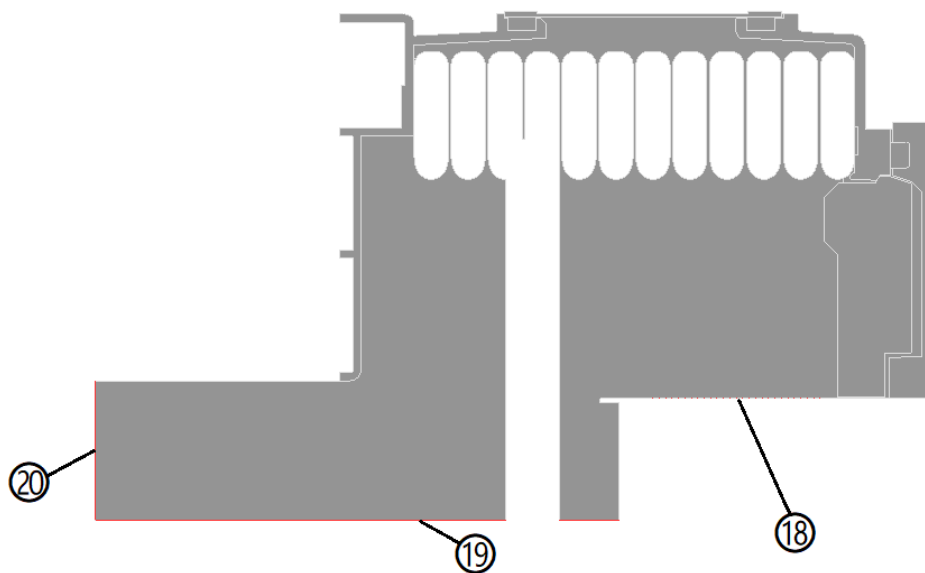


Figura 3. 4: Inlet, outlet e asse di simmetria

1 Fondo

2	Guarnizione virola 1
3	Virola
4	Guarnizione virola 2
5	Flangia
6	Silicone
7	Guarnizione porta
8	Porta
9	Disco isolante
10	Spire
11	Cilindro fiamma
12	Tappo
13	Intercapedine d'aria 1
14	Intercapedine d'aria 2
15	Intercapedine d'aria 3
16	Intercapedine d'aria 4
17	Fluido
18	Inlet
19	Asse
20	Outlet

Tabella 3. 1: Named selections

3.1.1 Semplificazioni geometriche

Le semplificazioni geometriche introdotte nel modello 2D sono di due tipologie:

- Semplificazioni non opzionali: sono tutte quelle che hanno origine da componenti non assialsimmetrici e che pertanto non possono essere evitate. Tra di esse troviamo quelle relative a: serpentina, numero di spire, inlet, outlet.
- Semplificazioni opzionali: si tratta delle semplificazioni introdotte per rendere il modello più leggero e versatile. Sono state applicate a: tappo, intercapedini d'aria.

Come già accennato, imporre la condizione di assialsimmetria nel software permette di lavorare su una singola sezione del prototipo oggetto di studio, con tutti i vantaggi che ne conseguono. Tuttavia, operando idealmente una rivoluzione dei componenti non assialsimmetrici appartenenti alla sezione, ci si accorge che il risultato non è

fedelmente rappresentativo del modello reale tridimensionale. Di seguito si analizzano, caso per caso e secondo questa logica, le semplificazioni introdotte.

Semplificazione sulla serpentina

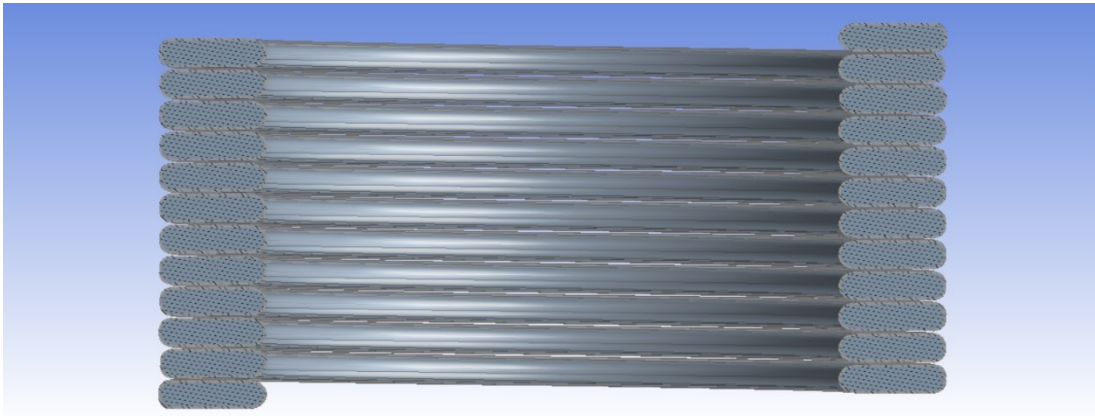


Figura 3. 5: Geometria 3D della serpentina

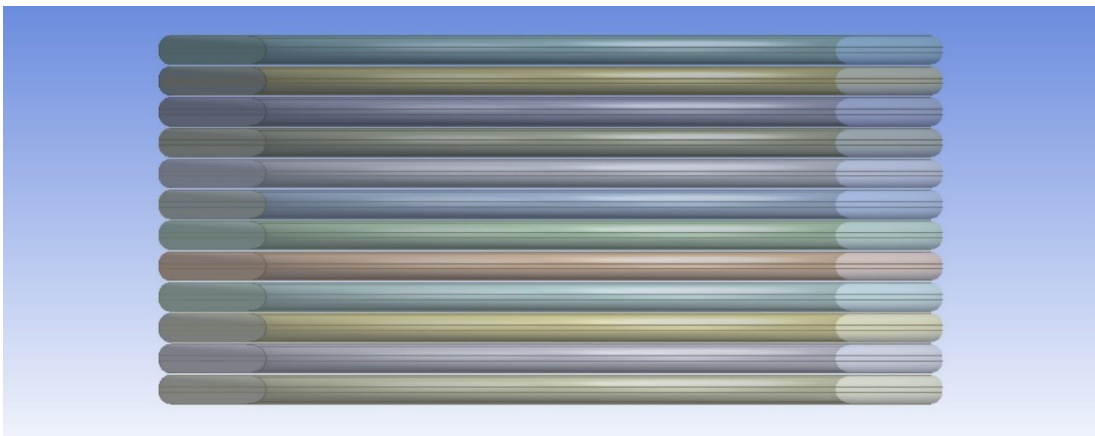


Figura 3. 6: Rivoluzione della sezione della serpentina

La serpentina è il componente che consente il trasporto del fluido termovettore ed è realizzato con una forma elicoidale e un passo stabilito (Figura 3.5). Operando una rivoluzione della sezione delle spire (Figura 3.1) attorno all'asse di simmetria si ottiene una serie di anelli tubolari (Figura 3.6). Questo impedisce la circolazione dell'acqua al loro interno e di conseguenza rende impossibile simularne il moto e lo scambio termico con i gas combustibili. Tale effetto deve essere sostituito imponendo una condizione al contorno sulla temperatura delle spire, che di fatto vengono escluse dal dominio. La condizione scelta verrà discussa nel paragrafo dedicato.

Semplificazione sul numero di spire

Operando una rivoluzione delle sezioni di ogni spira è possibile ottenere solo un numero intero di anelli (Figura 3.6). Per il modello di Circond studiato (con 11,5 spire) si è scelto di realizzarne 12, poiché tale scelta consente di mantenere la stessa altezza dello scambiatore reale.

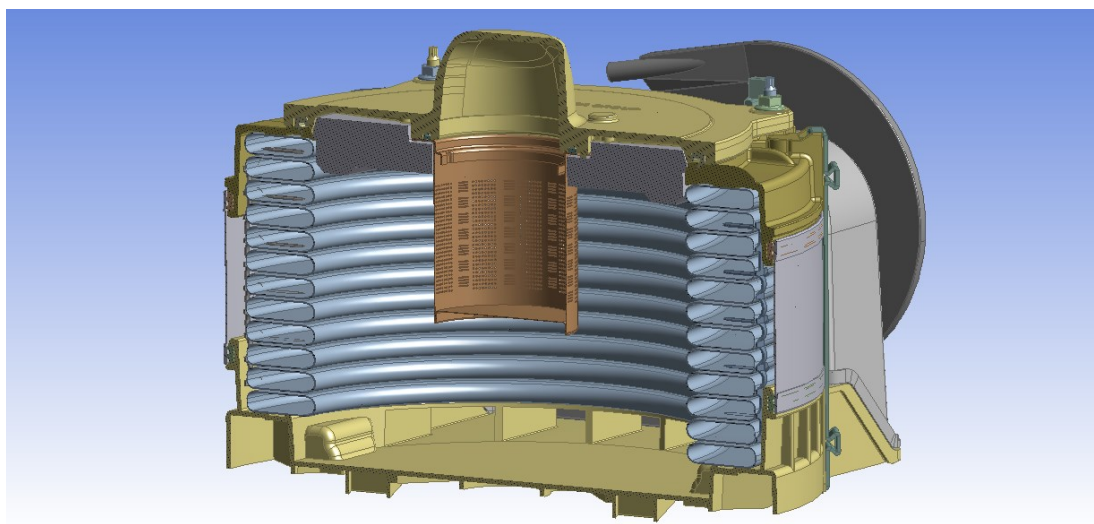
Semplificazione sull'outlet

Figura 3. 7: Geometria 3D del modello (con outlet radiale)

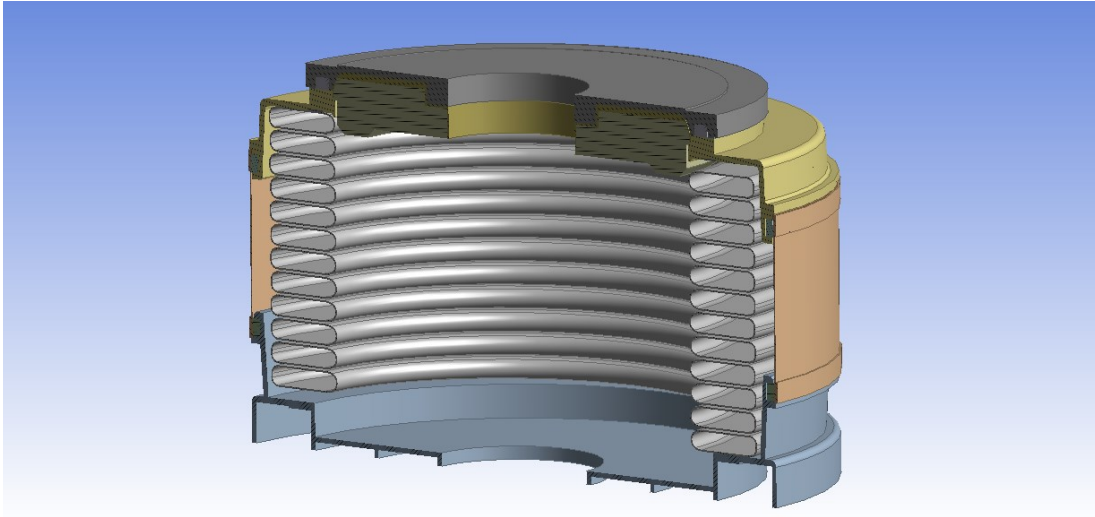


Figura 3. 8: Rivoluzione della sezione del modello (con outlet assiale)

Nel modello reale i fumi in uscita dal secondo rango di spire vengono incanalati attraverso una serie di aperture nella parte alta dello scambiatore (realizzate sul componente “fondo”), trovandosi a percorrere una direzione prevalentemente radiale (Figura 3.7). Per il modello bidimensionale si è scelto di utilizzare un outlet semplificato, che convoglia i fumi in direzione assiale (Figura 3.8).

Semplificazione sull'inlet

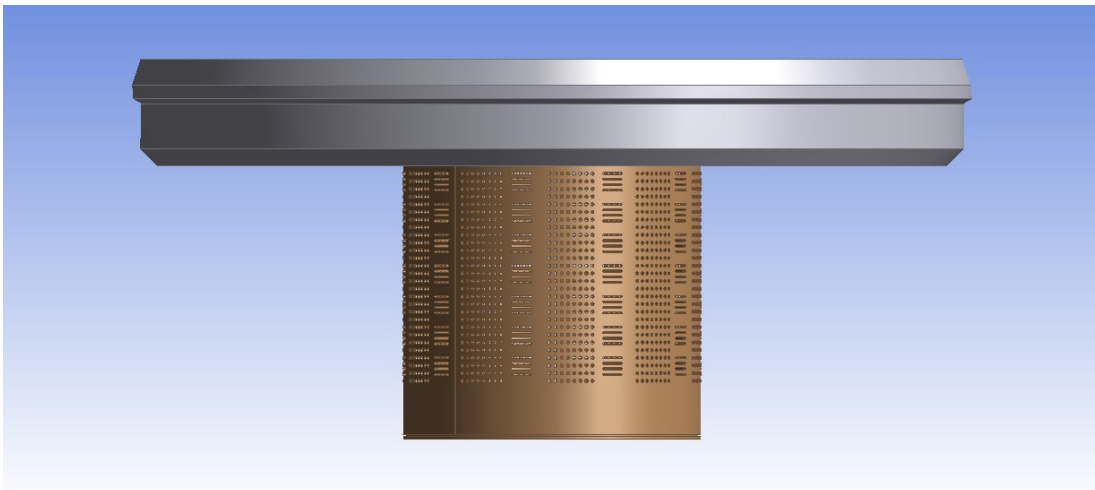


Figura 3. 9: Geometria 3D dell'inlet

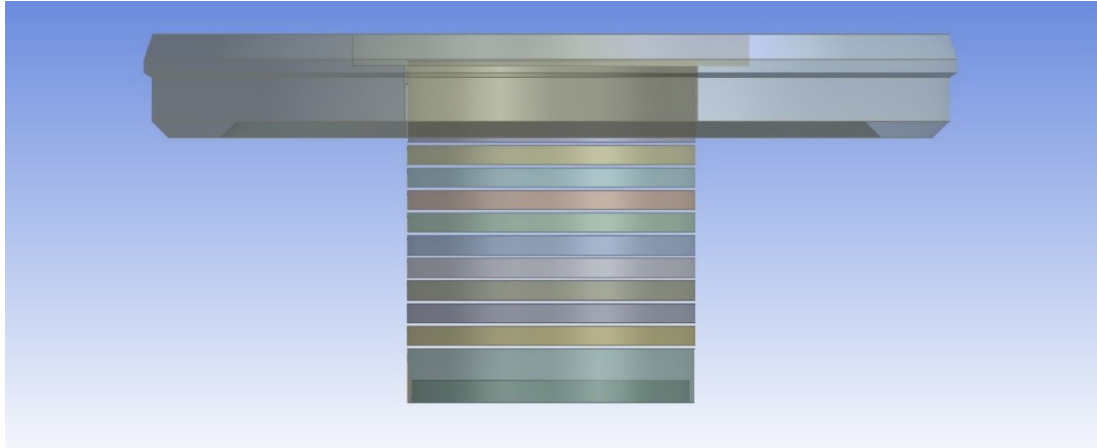


Figura 3. 10: rivoluzione della sezione dell'inlet

Il cilindro metallico (Figura 3.9) presenta uno specifico pattern di fori che permette l'ingresso della miscela aria-metano e il successivo sviluppo del tappeto di fiamma a ridosso della sua superficie. Anche in questo caso, andando ad operare una rivoluzione delle sezioni dei fori di ingresso (Figura 3.10), si ottiene una serie di superfici cilindriche, differenti dal pattern originale. Per cercare di mantenere una similitudine con il comportamento reale della miscela in uscita dal cilindro è stato scelto di adottare la stessa superficie di ingresso ($A_{inlet} = 18,12 E - 4 [m^2]$) e lo stesso numero di fori in direzione assiale ($n_f = 28$). A_{inlet} viene determinata facilmente a partire dal numero e dall'estensione delle due tipologie di foro presenti (Tabella 3.2):

	Numero	Superficie foro [m^2]	Superficie totale [m^2]
Foro 1	2240	5,03 E-7	11,26 E-4
Foro 2	280	24,51 E-7	6,86 E-4

Tabella 3. 2: Estensione fori

Conoscendo l'altezza complessiva della zona forata del cilindro ($h_{inlet} = 0,05 [m]$) e il raggio dello stesso ($r_c = 0,0349 [m]$) si ricavano i valori da assegnare all'altezza dei fori e alla loro spaziatura:

$$h_f = 2,95 E - 4 [m]$$

$$h_s = 15,46 E - 4 [m]$$

Semplificazione sul tappo

Il tappo, o disco separatore, ha la funzione di separare le due zone di scambio termico ad alta e bassa temperatura ed è realizzato in materiale refrattario altamente isolante. Per ridurre il più possibile il numero di elementi di griglia tale componente è stato escluso dal dominio (Figura 3.1), assumendo di fatto le caratteristiche di un materiale perfettamente adiabatico. Tale accorgimento ha reso inoltre possibile eliminare qualsiasi problematica associata alla formazione di celle degeneri in corrispondenza dei punti di cupide laddove il tappo si adatta alla forma delle spire.

Semplificazione sulle intercapedini d'aria

In diverse zone del Circond sono presenti, tra un componente e l'altro, delle intercapedini (Figura 3.2) all'interno delle quali i gas rimangono intrappolati senza la possibilità di entrare in contatto con il flusso principale. In questi casi la capacità di isolamento termico dell'aria all'interno della cavità diventa tanto più grande quanto più è piccola la dimensione dell'intercapedine: la riduzione del fenomeno della convezione naturale porta infatti ad una riduzione del coefficiente di scambio termico convettivo e quindi del calore trasmesso. Alla luce di tali considerazioni si è scelto di considerare l'aria intrappolata come un solido con le proprietà termofisiche dell'aria ferma.

3.2 Mesh

La realizzazione di una buona mesh è di fondamentale importanza in quanto questa incide considerevolmente su: accuratezza della soluzione, tempi di calcolo, raggiungimento della convergenza e velocità con cui questo accade.

Una mesh può considerarsi di buona qualità quando:

- i criteri di qualità rientrano all'interno di un certo range
- la mesh è ben costruita sulla fisica del problema, ovvero quando è realizzata in modo da portare alla corretta risoluzione dei fenomeni che lo caratterizzano
- i dettagli geometrici importanti sono ben colti, cioè quando la spaziatura della griglia è coerente con la risoluzione richiesta dalla complessità della geometria
- la soluzione è mesh indipendente, ossia non viene influenzata dal numero di celle

Una mesh di bassa qualità può causare difficoltà nella convergenza, ma anche una cattiva descrizione della fisica del problema. Utilizzare ad esempio una griglia troppo grossolana potrebbe introdurre un grande termine diffusivo di viscosità artificiale all'interno delle equazioni discretizzate, portando ad una soluzione equivalente a quella che si otterrebbe per un flusso ad un numero di Reynolds più basso. Dall'altro lato una mesh molto fitta può garantire un'elevata accuratezza della soluzione, tuttavia questo viene pagato con un aumento dei tempi di calcolo.

Un'ottima soluzione realizzativa è quella di rifinire la griglia solo nelle zone di interesse, come ad esempio dove sono presenti elevati gradienti delle grandezze fluidodinamiche o dove la geometria è particolarmente complessa. Nelle zone del dominio poco importanti la densità delle celle può essere ridotta a beneficio del tempo di calcolo.

La generazione della mesh (Figura 3.11) ha richiesto diverse prove, finalizzate all'ottenimento di un buon compromesso tra qualità e numero di elementi.

Il workflow adottato per la costruzione della griglia prevede tre passaggi successivi: definizione del meshing method, definizione dei global mesh settings, definizione dei local mesh settings.

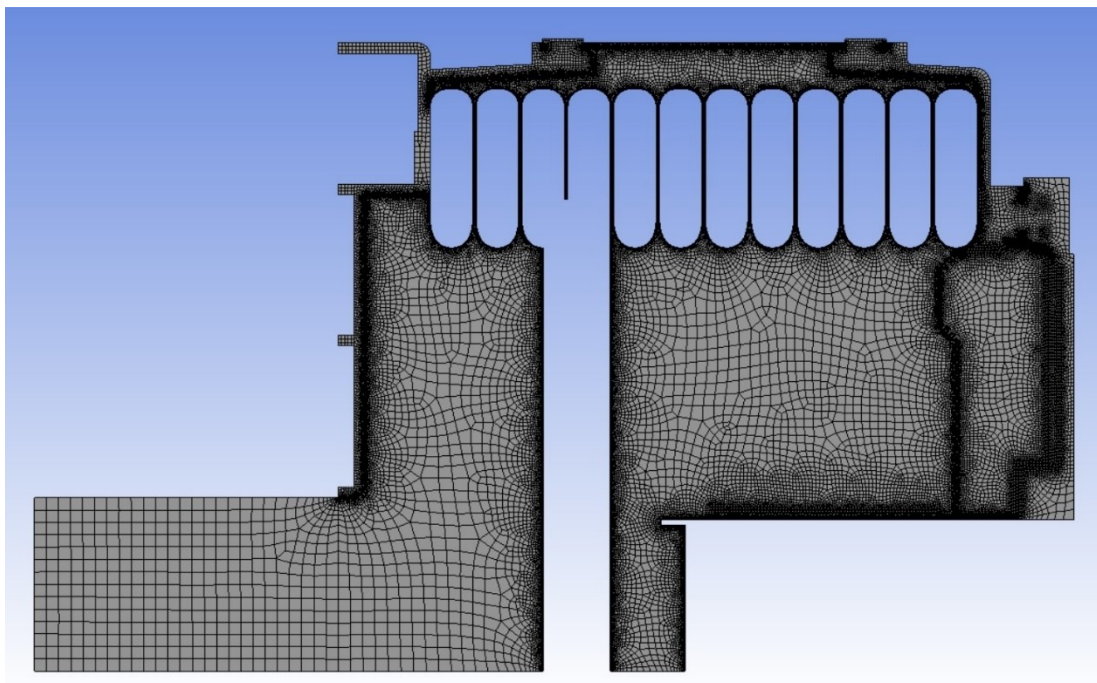


Figura 3. 11: Mesh

3.2.1 Mesh method e Global mesh settings

Il Meshing method scelto è il Quadrilateral dominant, con un free face mesh type di tipo All quad. Questo metodo realizza una mesh quadrilatera, andando ad inserire elementi triangolari solo dove la complessità della geometria lo richiede. A parità di numero di celle queste griglie forniscono in genere soluzioni più accurate rispetto a quelle triangolari, specialmente nelle zone in cui le linee di griglia sono allineate con il flusso; a parità di settaggi permettono invece di ottenere un numero di elementi inferiore.

I Global mesh settings sono utilizzati per effettuare un aggiustamento globale della mesh che viene applicato a tutto il dominio. Di seguito si riportano le principali impostazioni scelte:

Element order	Linear
Element size [m]	2,8 E-3
Growth rate	Default (1,2)
Mesh defeaturing	Yes
Defeature size [m]	8 E-5
Capture curvature	Yes
Curvature min size [m]	8 E-5
Curvature normal angle [°]	Default (18)
Capture proximity	Yes
Proximity min size [m]	8 E-5
Num cells across gap	Default (3)

Tabella 3. 3: Global mesh settings

Il Growth rate indica il tasso di crescita della spaziatura della griglia. Elevati valori del Growth rate permettono di ottenere una veloce transizione dalle zone a bassa densità di celle a quelle ad alta densità e viceversa, con un risparmio sul numero delle stesse. In questo caso si è scelto di mantenere il valore di default, pari a 1,2, che consente di limitare l'errore di troncamento che si introduce nelle equazioni discretizzate, proporzionale alla variazione nella distanza tra i nodi.

Le voci Capture curvature e Capture proximity consentono di attivare delle impostazioni che, se ben selezionate, agevolano la generazione di elementi di buona qualità in corrispondenza delle zone in cui la geometria è più complessa.

Nei casi più problematici in cui la forma del dominio rende inevitabile la realizzazione di elementi degeneri è possibile ricorrere al Mesh defeating, tramite il quale si va a definire una tolleranza dimensionale per gli elementi geometrici oltre la quale questi vengono rimossi. In questo caso si è reso necessario l'utilizzo di tale strumento per risolvere delle criticità che verranno esposte successivamente.

3.2.2 *Local mesh settings*

I Local mesh settings sono utilizzati per esercitare un controllo locale più specifico sulle caratteristiche della mesh e possono essere applicati a qualsiasi feature geometrica (vertici, bordi, facce, corpi). In questo lavoro sono stati impiegati i seguenti controlli: inflation, edge sizing, body sizing.

Superfici interne

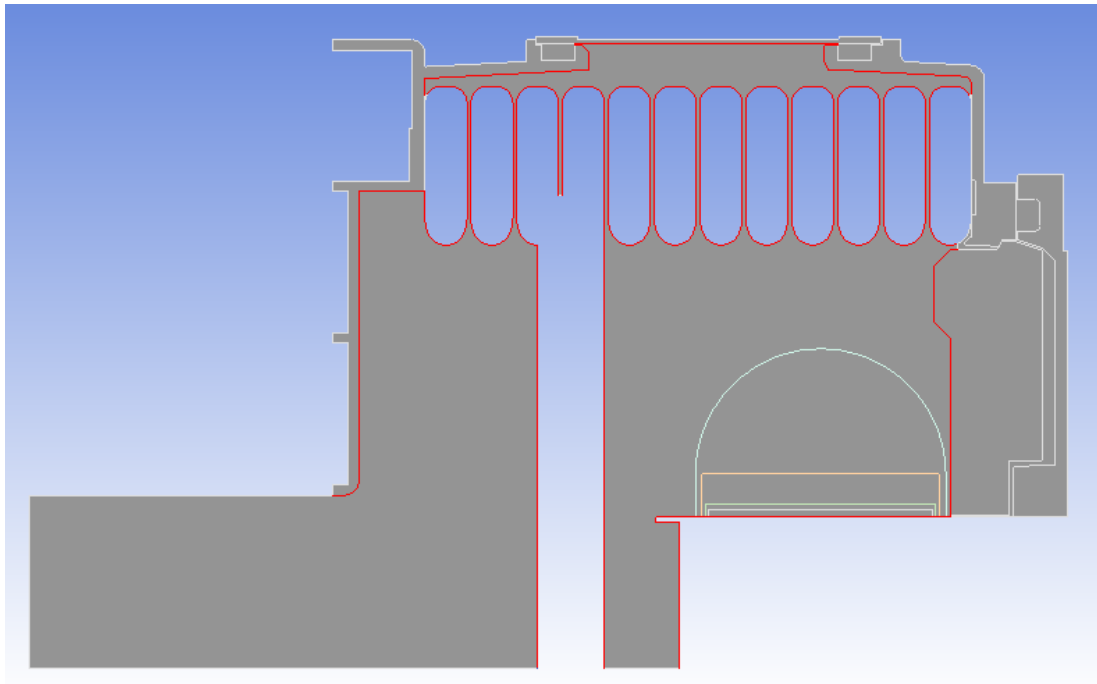


Figura 3.12: Superfici interne

Le superfici interne (bordi, nel caso 2D) sono tutte le regioni di contatto tra i componenti ed il fluido (Figura 3.12). Su queste superfici è stato applicato un Inflation

con le seguenti caratteristiche:

Inflation option	Total thickness
Number of layers	10
Growth rate	1,2
Maximum thickness [m]	3,95 E-4

Tabella 3. 4: Caratteristiche dell'inflation nelle superfici interne

L'Inflation permette di imporre un aumento graduale della spaziatura della griglia in direzione ortogonale alla superficie, in modo da cogliere correttamente i gradienti dovuti alla presenza dello strato limite. Lo spessore massimo dell'Inflation è stato valutato in modo tale da scongiurare una sovrapposizione all'interno degli spazi tra le spire e per praticità è stato mantenuto costante su tutte le superfici (Figura 3.13).

Sulle stesse zone è stato impiegato anche un Edge sizing:

Type	Element size
Element size [m]	2,3 E-4
Growth rate	1,2

Tabella 3. 5: Caratteristiche dell'edge sizing nelle superfici interne

Tramite questo controllo è stata impostata la dimensione degli elementi in direzione parallela alla superficie, limitata a 2,3 E-4 [m] anche per contenere entro limiti accettabili il valore di Aspect ratio della prima cella dell'Inflation (Figura 3.13).

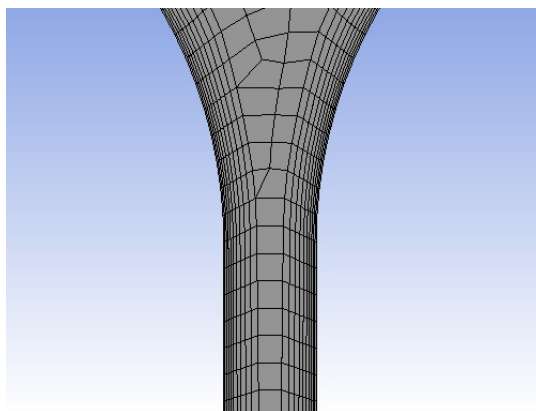


Figura 3. 13: Inflation

Punti di cuspid

Nelle zone del dominio dalla forma a cuspid è facile che si vengano a creare, soprattutto in presenza dell'Inflation, degli elementi degeneri. Per evitare questo problema è stata introdotta un'interruzione della regione interessata dall'Inflation, raccordata successivamente alla zona limitrofa con un opportuno Edge sizing. In Figura 3.14 è evidente sia la soluzione appena descritta che l'effetto del comando di Mesh defeaturing (nella parte bassa dell'immagine).

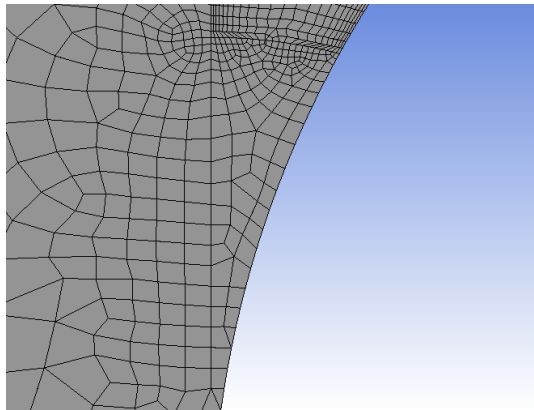


Figura 3. 14: Dettaglio della mesh in un punto di cuspid

È importante sottolineare che nelle zone del campo di moto appena descritte il fluido è praticamente fermo, pertanto l'assenza dell'Inflation non dovrebbe compromettere in maniera significativa l'accuratezza della soluzione.

Spazio flangia-spira

Tra i componenti flangia e spira è presente un piccolo spazio che permette l'ingresso di gas. Anche in questa regione il fluido può essere considerato fermo, di conseguenza non è stato applicato alcun Inflation. Ciononostante risulta particolarmente interessante valutare correttamente gli effetti di scambio termico in questa zona, che per tale ragione è stata raffinata con un Edge sizing (Figura 3.15).

Type	Element size
Element size [m]	3,2 E-5
Growth rate	1,2

Tabella 3. 6: Caratteristiche dell'edge sizing nello spazio flangia-spira

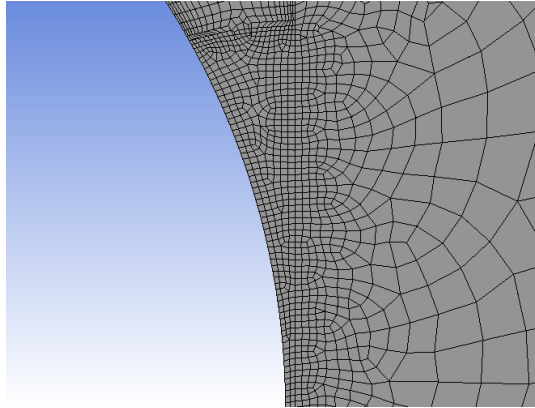


Figura 3. 15: Dettaglio della mesh nello spazio flangia-spira

Inlet

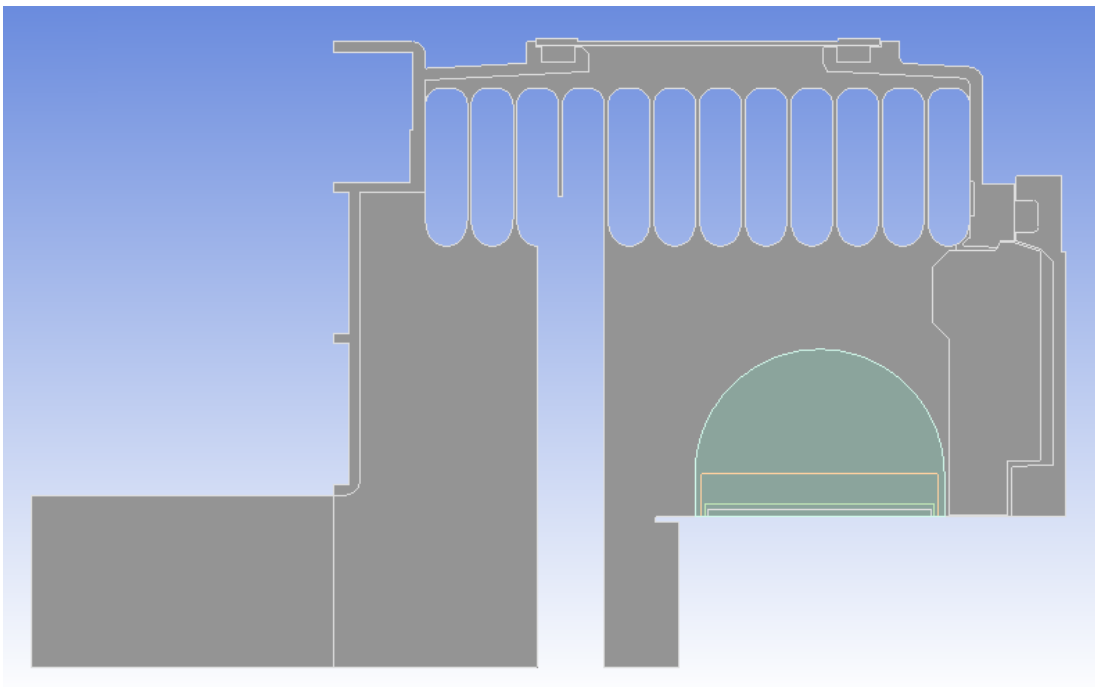


Figura 3. 16: Body sizing nella regione dell'inlet

La zona dell'Inlet è caratterizzata dallo sbocco in un ambiente più ampio di tanti flussi (quanti sono i fori del cilindro) ravvicinati tra loro, pertanto è ragionevole aspettarsi un campo di moto marcatamente turbolento con forti gradienti in entrambe le direzioni

dello spazio bidimensionale. Per risolvere bene i fenomeni fisici appena descritti e per riuscire a cogliere adeguatamente la piccola estensione dei fori, evitando l'introduzione di termini eccessivamente grandi di viscosità numerica, è stato necessario infittire la griglia di calcolo. L'infittimento è stato realizzato tramite diversi controlli. Il primo è un Edge sizing dell'Inlet:

Type	Element size
Element size [m]	4,4 E-5
Growth rate	1,2
Bias	yes
Bias factor	2,2

Tabella 3. 7: Caratteristiche dell'edge sizing nell'inlet

I controlli successivi sono dei Body sizing con spaziatura crescente a mano a mano che ci si allontana dai fori. Questi sono stati applicati a delle superfici appositamente realizzate per circoscrivere la zona d'interesse (Figura 3.16). Di seguito se ne riportano le caratteristiche:

Type	Body of influence
Element size [m]	2 E-3
Growth rate	1,2
Type	Body of influence
Element size [m]	9 E-4
Growth rate	1,2
Type	Body of influence
Element size [m]	3 E-4
Growth rate	1,2

Tabella 3. 8: Caratteristiche dei body sizing nell'inlet

In Figura 3.11 e Figura 3.17 sono visibili gli effetti delle soluzioni adottate.

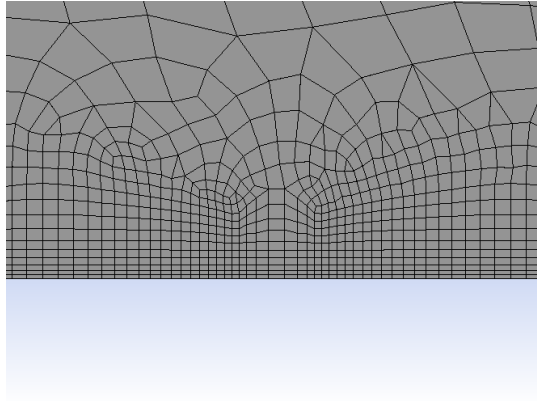


Figura 3. 17: Dettaglio della mesh nell'inlet

Intercapedine d'aria

Per meglio descrivere lo scambio termico all'interno dell'intercapedine d'aria anche in questo caso è stato realizzato un infittimento mediante Edge sizing:

Type	Element size
Element size [m]	3 E-4
Growth rate	1,2

Tabella 3. 9: Caratteristiche dell'edge sizing nell'intercapedine d'aria

3.2.3 Caratteristiche e qualità della mesh

La qualità di una mesh viene valutata secondo tre parametri fondamentali:

- Aspect ratio: è una misura dell'allungamento della cella. Un valore pari ad 1 indica una cella equilatera. Nelle zone in cui i gradienti possono essere elevati nelle diverse direzioni dello spazio è preferibile avere valori inferiori a 5, mentre per le zone di flusso monodimensionale (come nello strato limite) sono accettabili anche valori piuttosto elevati.
- Skewness: è definita come la differenza tra la forma della cella e la forma della cella equilatera avente lo stesso volume; costituisce una misura della deviazione della cella reale da quella ideale. Le celle eccessivamente distorte possono ridurre l'accuratezza e destabilizzare la soluzione. Un valore pari a 0 indica una cella ideale, mentre un valore pari ad 1 indica una cella degenere.

- Orthogonal quality: è una misura dell'ortogonalità della cella. Per valori vicini a 0 la qualità della cella è peggiore, mentre per valori prossimi ad 1 si ha la massima qualità.

In Tabella 3.10 sono riportati i criteri di valutazione per Skewness ed Orthogonal quality.

Qualità della mesh	Skewness	Orthogonal quality
Eccellente	0 – 0,25	0,95 – 1,00
Molto buona	0,25 – 0,50	0,70 – 0,95
Buona	0,50 – 0,80	0,20 – 0,69
Accettabile	0,80 – 0,94	0,15 – 0,20
Cattiva	0,95 – 0,97	0,001 – 0,14
Inaccettabile	0,98 – 1,00	0 – 0,001

Tabella 3. 10: Criteri di qualità della mesh

La mesh ottenuta conta 128000 elementi; di seguito se ne riportano anche le caratteristiche di qualità:

	Aspect ratio	Skewness	Orthogonal quality
Min	1	1,3 E-10	0,127
Max	31,477	0,996	1
Average	4,997	0,139	0,965

Tabella 3. 11: Criteri di qualità per la mesh realizzata

Gli istogrammi di Figura 3.18, Figura 3.19 e Figura 3.20 indicano il numero di elementi all'interno di ogni classe di qualità.

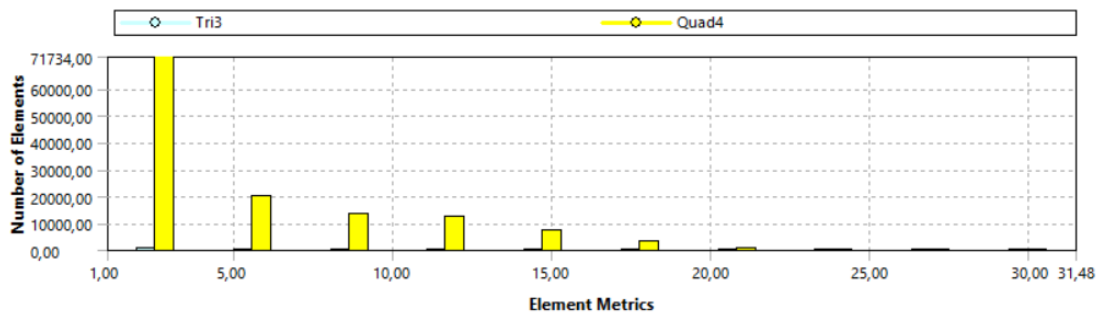


Figura 3. 18: Classi di qualità ottenute per l'aspect ratio

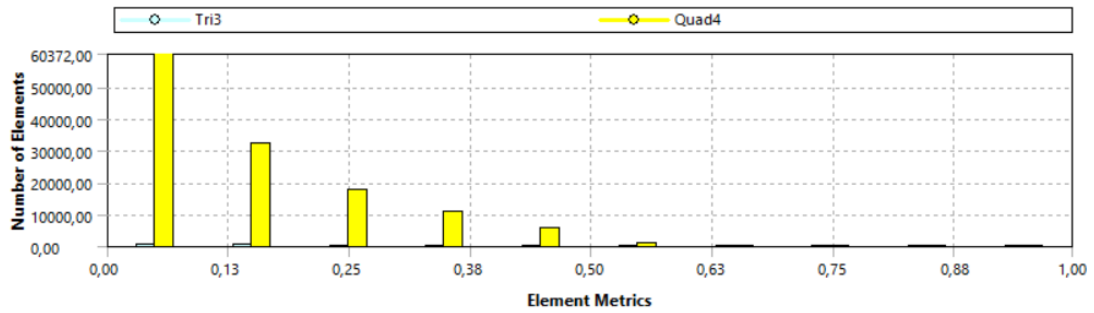


Figura 3.19: Classi di qualità ottenute per la skewness

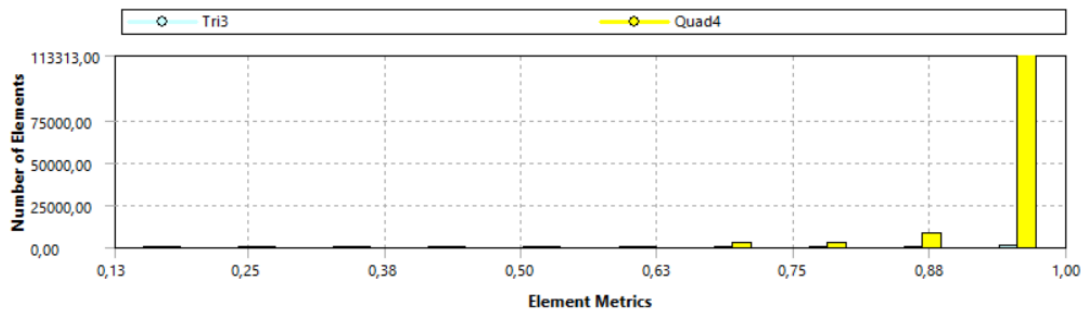


Figura 3.20: Classi di qualità ottenute per l'orthogonal quality

Alla luce dei dati riportati si può affermare che la mesh ottenuta costituisce un buon compromesso tra qualità e numero di elementi.

Un'analisi dei risultati ottenuti ha messo in evidenza come l'Inflation introdotto sia in grado di risolvere correttamente lo strato limite. In particolare i parametri impostati per la generazione dell'Inflation hanno consentito di ottenere un'altezza del centroide della prima cella sufficiente a rientrare nei criteri di qualità di y^+ stabiliti per il modello di turbolenza utilizzato, con un valore massimo di y^+ di circa 0,8 (Figura 3.21).

La dimostrazione dell'indipendenza della soluzione dal numero di elementi di griglia, anche detta mesh indipendenza, sarà dimostrata in un capitolo dedicato.

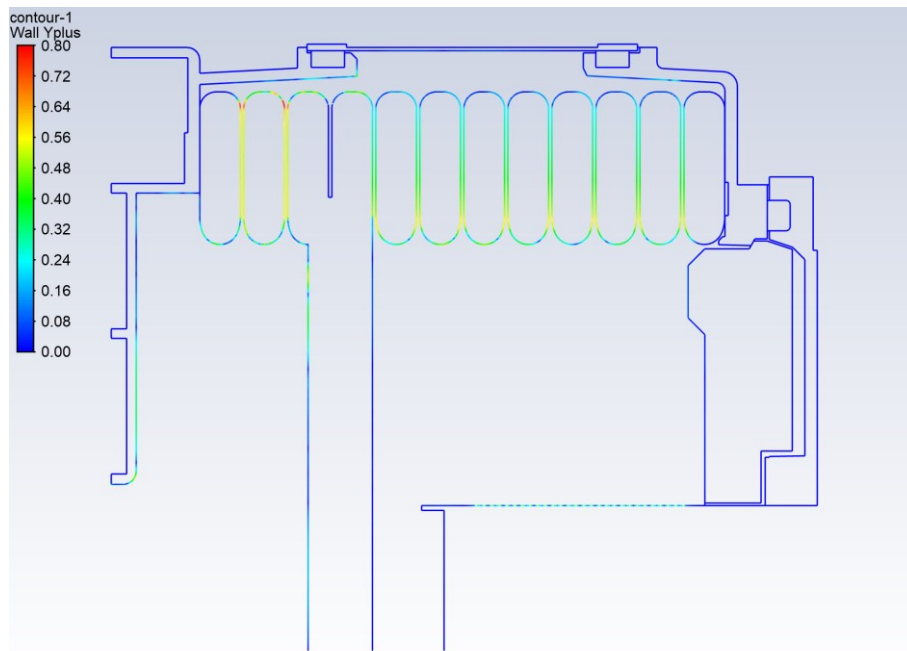


Figura 3. 21: Contour di y^+

3.3 Setup numerico

All'interno del modulo Setup di Fluent si vanno a specificare tutte le condizioni che definiscono il problema. In particolare devono essere definiti i modelli per la caratterizzazione dei fenomeni fisici, le condizioni al contorno e le proprietà termofisiche di solidi e fluidi.

Quello preso in esame in questo lavoro è un problema di scambio termico tra due fluidi monofase (separati tra loro) all'interno di una camera di combustione. Il fluido primario, addotto da un ventilatore, è una miscela di gas in cui si realizzano reazioni chimiche di ossidazione che portano al raggiungimento di elevate temperature dei gas e dei componenti. Un problema di questo tipo non può essere descritto dalle sole equazioni del moto, che devono essere affiancate da equazioni specifiche per ogni fenomeno considerato.

In particolare sono stati introdotti:

- l'equazione dell'energia
- il modello di turbolenza

- il modello di radiazione

Per mantenere la richiesta di risorse computazionali più bassa possibile si è scelto di non introdurre alcun modello per le specie chimiche (es: modelli di trasporto, modelli di combustione).

3.3.1 Modello di turbolenza

La turbolenza è un fenomeno caratterizzato dal movimento instabile, tridimensionale ed apparentemente casuale osservato nei fluidi con numeri di Reynolds che superano una certa soglia, variabile in funzione del problema in esame. In tali condizioni le forze viscosive non sono sufficienti a contrastare le forze d'inerzia e il moto delle particelle avviene in maniera caotica, con conseguente formazione di strutture vorticosive.

Le fluttuazioni turbolente delle grandezze del campo di moto sono legate all'insorgere di instabilità connesse principalmente al comportamento dei termini non lineari delle equazioni.

La presenza di fenomeni di turbolenza rende particolarmente complicato ottenere una soluzione al problema fluidodinamico anche per via numerica. I metodi sviluppati per risolvere le equazioni di governo in tali condizioni di moto sono:

- *Direct Numerical Simulation (DNS)*: a livello concettuale è l'approccio più semplice e consiste nel discretizzare nel tempo e nello spazio con una risoluzione tale da riuscire a cogliere tutte le scale turbolente. Al crescere del numero di Reynolds le scale diventano sempre più piccole, riducendo drasticamente la spaziatura di griglia e i time step richiesti per risolverle correttamente. Questo approccio garantisce risultati molto accurati, ma al tempo stesso richiede costi computazionali estremamente elevati, soprattutto a numeri di Reynolds medio-alti (il costo è $\propto Re^3$). Per la maggior parte delle applicazioni industriali i numeri di Reynolds sono abbastanza elevati da richiedere delle risorse di calcolo superiori a quelle messe a disposizione dai computer più potenti attualmente disponibili.
- *Large Eddy Simulation (LES)*: questo metodo prevede la risoluzione diretta delle scale di turbolenza più grandi e la modellazione delle scale più piccole. I modelli utilizzati per tale scopo filtrano una parte dello spettro turbolento. Questo approccio è di particolare interesse in quanto fornisce una soluzione di compromesso tra DNS e RANS, permettendo di ottenere risultati accurati e al tempo stesso un onere computazionale inferiore a quello del metodo diretto.

- *Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS)*: in questo approccio il moto turbolento viene considerato come la sovrapposizione di un moto medio e di un moto fluttuante nel tempo. In questo caso il filtraggio viene esteso a tutto lo spettro turbolento e si realizza mediante una procedura di media temporale delle equazioni di Navier-Stokes. Con questo processo tutte le strutture turbolente vengono eliminate dal flusso, di cui viene risolto solamente il moto medio. Il processo di media introduce però dei termini incogniti che rappresentano gli effetti delle fluttuazioni turbolente e che vengono ricavati attraverso l'introduzione di equazioni di chiusura (es: $k - \varepsilon$, $k - \omega$). Sebbene l'accuratezza sia minore rispetto a quella degli altri metodi, con le equazioni RANS si può beneficiare di una notevole riduzione dei tempi di calcolo, che le rende le più utilizzate per applicazioni industriali.

In Ansys Fluent sono disponibili diversi modelli di turbolenza:

- Spalart-Allmaras (1 equazione)
- $k - \varepsilon$ (2 equazioni)
- $k - \omega$ (2 equazioni)
- Transition $k - kl - \omega$ (3 equazioni)
- Transition SST (4 equazioni)
- Reynolds Stress (5 equazioni)
- Scale-Adaptive Simulation

La geometria particolarmente complessa e la necessità di realizzare un modello numerico leggero e flessibile non lascia spazio a dubbi riguardo la scelta di utilizzare un approccio RANS. Nello specifico è stato selezionato il modello $k - \omega$ *SST*.

Nel modello $k - \omega$ l'equazione della ε viene sostituita con un'altra equazione nella quale si va a considerare la relazione $\omega = \varepsilon/K$. Tale equazione è identica all'equazione per la ε trasformata mediante la suddetta identità a meno di un termine, responsabile del diverso comportamento dei due modelli. L'equazione, diversamente da quella per la ε , può essere utilizzata fino a parete, all'interno del viscous sub-layer. Tale vantaggio viene pagato con una grande sensibilità dei risultati al valore di ω nel flusso indisturbato (ovvero alle sue condizioni al contorno). Questa problematica viene risolta dal modello $k - \omega$ *SST* (Shear Stress Transport), che combina il meglio del $k - \varepsilon$ e

del $k - \omega$ mantenendo il termine aggiuntivo lontano da parete, per poi annullarlo gradualmente a ridosso della parete.

3.3.2 Modello di radiazione

L'irraggiamento è l'emissione di energia da parte di una sostanza sotto forma di onde elettromagnetiche come risultato delle alterazioni nelle configurazioni elettroniche degli atomi. La trasmissione del calore per mezzo di questa modalità non richiede la presenza di un mezzo interposto (come avviene per conduzione e convezione) e avviene alla velocità della luce senza subire attenuazioni in presenza di vuoto [4].

Tutti i corpi la cui temperatura si trovi al di sopra dello zero assoluto emettono una radiazione termica e la potenza ad essa associata è quantificabile mediante la legge di Stefan-Boltzmann:

$$Q_{irr} = \sigma \varepsilon T^4$$

in cui $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} [W / m^2 K^4]$ è la costante di Stefan-Boltzmann, ε è l'emissività e $T [K]$ è la temperatura assoluta.

Nel problema analizzato le temperature in gioco rendono impossibile trascurare l'effetto del mutuo scambio di energia termica, sotto forma di radiazione, che avviene tra le superfici dello scambiatore. Pertanto è necessario introdurre un modello che sia in grado di descrivere tale fenomeno.

In Fluent sono disponibili 5 modelli di radiazione:

- Rosseland
- P1
- Discrete Transfer (DTRM)
- Surface to Surface (S2S)
- Discrete Ordinates (DO)

Dopo aver valutato le caratteristiche peculiari dei diversi modelli è stato ristretto il campo a due possibili opzioni: S2S e DO. Al fine di determinare quale dei due è in grado di descrivere meglio il problema oggetto di studio sono state condotte simulazioni con entrambi i modelli. I risultati ottenuti hanno dimostrato, in ogni caso, una migliore descrizione dei dati sperimentali da parte delle simulazioni condotte con il modello S2S, che è stato quindi adottato per tutti i calcoli successivi.

Il Surface to Surface viene generalmente utilizzato per considerare lo scambio termico per irraggiamento tra superfici interne di un dominio chiuso. Tale modello assume che le superfici siano corpi grigi con emissione diffusa. Lo scambio di energia tra di esse dipende da diversi fattori, come la loro dimensione, la distanza che le separa e l'orientamento. Tutti questi parametri vengono tenuti in considerazione tramite una funzione geometrica chiamata fattore di vista. Tale modello richiede quindi la generazione di un file in grado di riassumere i parametri geometrici citati.

Infine è necessario definire per ogni superficie che partecipa allo scambio per irraggiamento un valore di emissività. In questo studio è stato utilizzato un valore di emissività pari a 0,28, uguale per tutte le superfici interne, come riportato nei dati forniti dall'azienda.

3.3.3 Proprietà termofisiche

Per i materiali di cui è composto il Circond sono state inserite le seguenti proprietà termofisiche:

Componente	Materiale	ρ [kg/m^3]	c [$J/ kg \cdot K$]	k [$W/ m \cdot K$]
Porta	EN AC 47100	2650	960	150
Flangia	EN AB 47100	2650	960	150
Virola	AISI 304L	7900	500	15
Fondo	PPS 40%GF	1630	1000	0,35
Guarnizioni	EPDM	1200	1400	0,25
Disco isolante	Biomart 120 LD	270	1000	0,15
Silicone	Silicone	350	1000	0,2
Intercapedini	Aria ferma	1,18	1006,43	0,0242

Tabella 3. 12: Proprietà termofisiche dei materiali

Per il modello si è scelto di considerare come fluido processato l'aria. Questa approssimazione è più che lecita se si considera che, all'interno della miscela, l'aria ha una concentrazione in massa 12 volte maggiore rispetto al metano, la cui presenza non andrà ad influire apprezzabilmente sulle proprietà termofisiche globali.

Mentre per i materiali dello scambiatore le proprietà non cambiano in modo significativo in funzione della temperatura, nel caso dell'aria queste possono variare sensibilmente. Per tener conto di questo fenomeno, all'interno del modulo Setup è

stata selezionata l'opzione "gas ideale" per la densità, mediante la quale si comunica al solutore di calcolare il valore della grandezza utilizzando l'equazione di stato dei gas perfetti.

Per le altre proprietà termofisiche si è fatto riferimento ai valori tabulati in funzione della temperatura in [4], validi in condizioni di pressione atmosferica. Dai punti forniti sono state costruite delle polinomiali che approssimano l'andamento delle grandezze e poi ricavati i coefficienti da inserire in Fluent. Di seguito si riportano i grafici ottenuti.

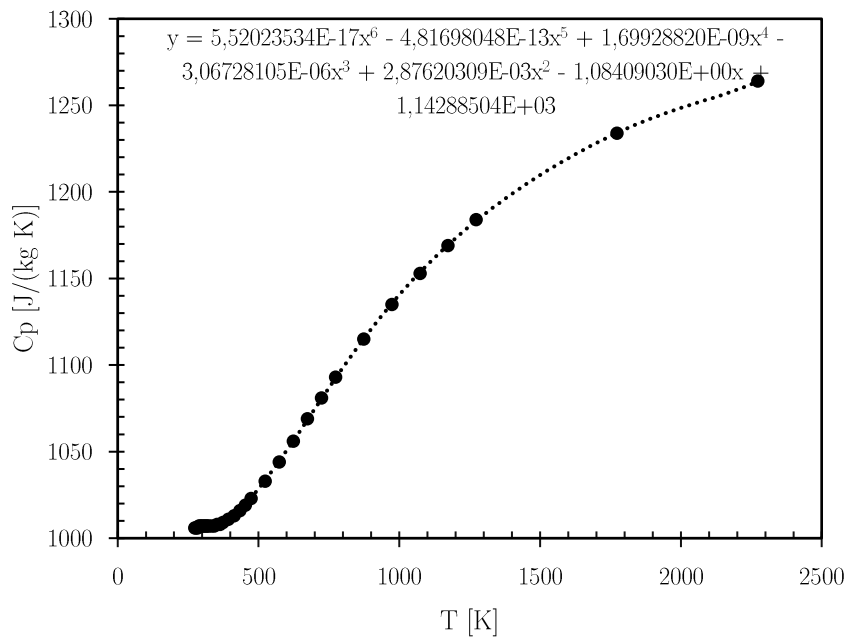


Figura 3. 22: Andamento del Cp in funzione della temperatura

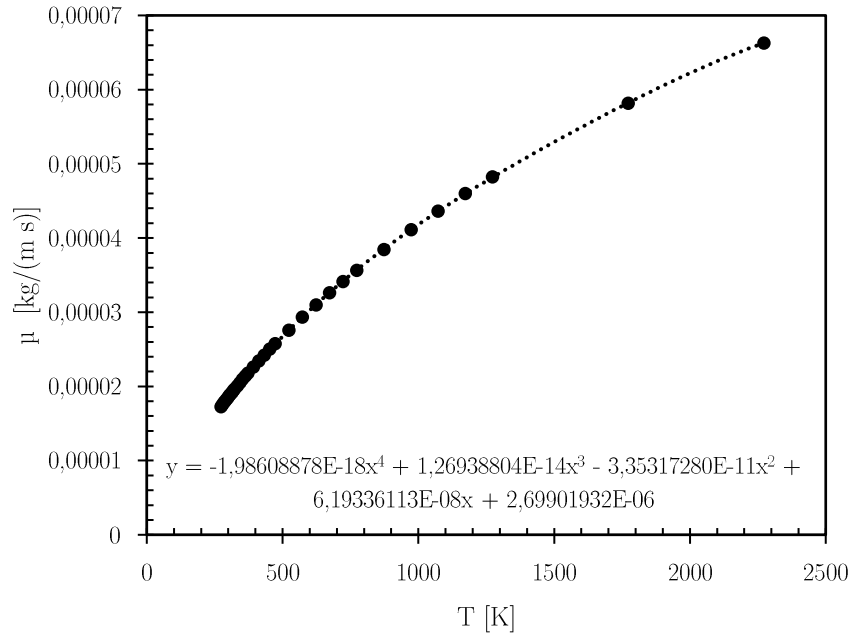


Figura 3. 23: Andamento di μ in funzione della temperatura

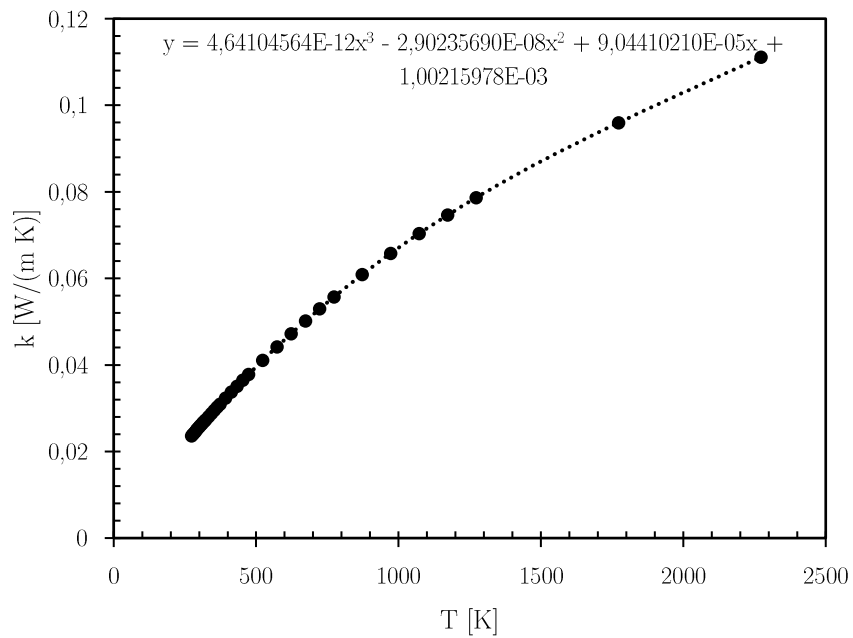


Figura 3. 24: Andamento di k in funzione della temperatura

3.3.4 Condizioni al contorno

Per definire completamente il problema è necessario introdurre le condizioni al contorno sulla frontiera del dominio computazionale, che nel modello in esame è definita da: Inlet, Outlet, Cilindro fiamma, Spire, Tappo, Superfici esterne. Per averne un'idea più chiara si faccia riferimento a Figura 3.1, Figura 3.4, Figura 3.25, Tabella 3.1 e Tabella 3.13.

Di seguito vengono descritte le principali impostazioni adottate.

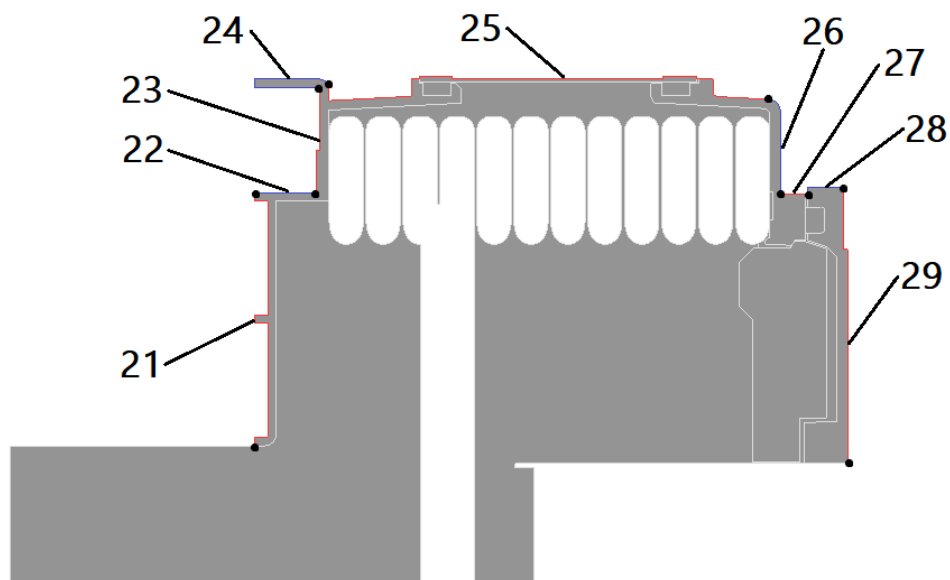


Figura 3. 25: Frontiera del dominio computazionale

21	Esterno piastra 1
22	Esterno cilindro 1
23	Esterno piastra 2
24	Esterno cilindro 2
25	Esterno cilindro 3
26	Esterno piastra 3
27	Esterno cilindro 4
28	Esterno cilindro 5

 29 Esterno piastra 4

Tabella 3. 13: Named selections (frontiera del dominio)

Inlet

Per l'Inlet sono state definite le seguenti condizioni:

Type	Mass flow inlet
MOMENTUM	
Mass flow rate [kg/s]	0,0178
Initial gauge pressure [Pa]	0
Turbulent intensity [%]	10
THERMAL	
Total temperature [°C]	1800
RADIATION	
External black body temperature [°C]	850

Tabella 3. 14: Condizioni al contorno inlet

Come riportato in Tabella 3.14 per l'Inlet viene impostata la portata massica calcolata nel Capitolo 1. La Initial gauge pressure all'ingresso, che indica la pressione relativa, è stata posta pari a 0 [Pa], mentre la Turbulent intensity è stata scelta pari al 10 [%] per tener conto degli effetti di rimescolamento generati dall'attraversamento dei fori del cilindro.

Per quanto riguarda la Total temperature si è fatto riferimento ad [1]. Essendo noto dalla teoria che la temperatura massima reale di combustione del metano in assenza di eccesso d'aria è pari a 1880 [°C], si è adottato un processo iterativo per stabilire il valore corretto di temperatura in grado di restituire la giusta potenza in ingresso. Come ci si aspettava il corretto valore in presenza di eccesso d'aria è inferiore a quello massimo stimato.

La External black body temperature è necessaria per determinare gli effetti dell'irraggiamento dovuti ad un corpo (considerato corpo nero) posto a monte dell'ingresso, e quindi al di fuori del dominio. In questo caso il corpo è il cilindro, il quale raggiunge la temperatura indicata.

Outlet

Per l'Outlet sono state definite le seguenti condizioni:

Type	Pressure outlet
MOMENTUM	
Gauge pressure [Pa]	0
Backflow turbulent intensity [%]	5
THERMAL	
Backflow total temperature [°C]	74

Tabella 3. 15: Condizioni al contorno outlet

All'Outlet la pressione deve essere pari a quella atmosferica, dunque la pressione relativa è pari a 0 [Pa].

Con il termine Backflow si intende il flusso di rientro che si viene a creare in corrispondenza dell'uscita quando qui si verificano fenomeni di inversione del moto. Il software permette di specificare le caratteristiche di tale flusso. La Backflow total temperature è stata ricavata in modo iterativo, andando a fare una stima della temperatura media del solo flusso in uscita. L'obiettivo principale è quello di ottenere un campo di temperatura più uniforme possibile a monte della sezione di uscita, dove verranno valutate le grandezze d'interesse (Figura 3.26). È importante precisare che il canale realizzato all'uscita ha la sola funzione di permettere una migliore equalizzazione del campo di moto, pertanto deve essere unicamente funzionale a tale scopo.

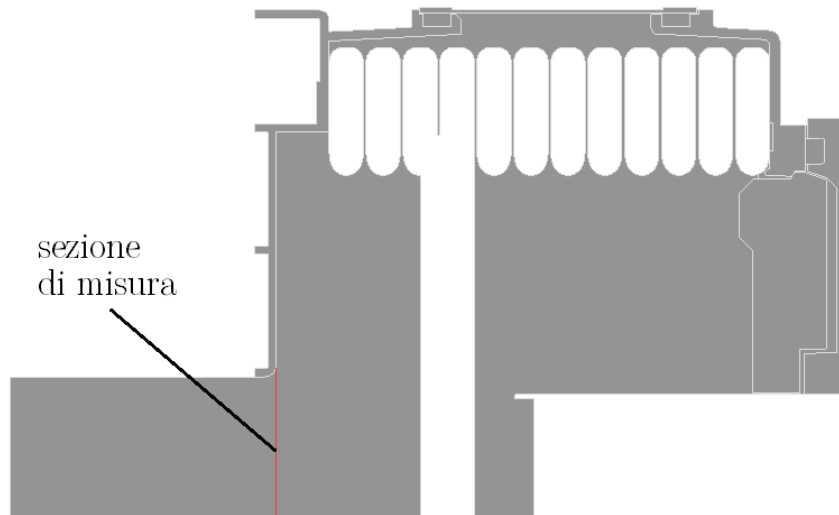


Figura 3. 26: Sezione di misura

Cilindro fiamma

Per il Cilindro fiamma si ricorre ad una condizione di tipo Wall, in cui viene specificata la temperatura. Il valore impostato è 850 [°C], ricavato dalla media delle misurazioni effettuate in diversi punti della superficie del componente.

Spire

Come anticipato, le Spire devono essere, per necessità, escluse dal dominio. Per simularne la presenza, di primaria importanza ai fini del problema, vengono sostituite con una condizione al contorno di tipo Wall per la quale si va a definire il valore di temperatura.

Il salto termico totale che deve subire il fluido termovettore è noto e pari a 20 [°C]. Avendo supposto una caduta di temperatura lineare lungo l'asse dello scambiatore, si ricava che il salto termico tra ognuna delle 12 spire è di 1,82 [°C].

Tappo

Per ridurre al minimo il numero di celle del dominio computazionale il Tappo è stato escluso dal dominio. L'ipotesi di adiabaticità viene impostata con una condizione di tipo Wall, per la quale si specifica un valore nullo di potenza termica.

Superfici esterne

Per le superfici esterne dello scambiatore sono state definite le seguenti condizioni:

Type	Wall
THERMAL	
Heat transfer coefficient [W/(m ² K)]	var
Free stream temperature [°C]	27
External emissivity	0,28
External radiation temperature [°C]	27

Tabella 3. 16: Condizioni al contorno superfici esterne

Quelle riassunte in tabella sono condizioni che permettono di simulare uno scambio termico con l'ambiente esterno sia di tipo convettivo che di tipo radiativo.

I valori del coefficiente di scambio termico convettivo per ogni superficie non sono noti, ma possono essere ricavati mediante un processo iterativo articolato in questo modo:

calcolo \overline{Nu} → determino h_c → inserisco h_c in Fluent → ottengo T_s → calcolo \overline{Nu} → ...

Dove \overline{Nu} è il numero di Nusselt mediato sulla superficie, h_c [W/ m² K] è il coefficiente di scambio termico convettivo mediato sulla superficie e T_s [K] è la temperatura della superficie.

Tale processo richiede l'utilizzo di relazioni empiriche per il calcolo di \overline{Nu} riportate in [5]. Le formule utilizzate fanno riferimento ai risultati di alcuni studi sperimentali sulla convezione naturale condotti per una serie di geometrie di interesse pratico. Quelle che ci interessa analizzare sono (vedi Figura 3.25 e Tabella 3.13):

- *Piastra calda verticale*: la dimensione caratteristica è la lunghezza L.

Se è verificata la condizione $10 < Pr Gr_L < 10^8$ vale la relazione:

$$\overline{Nu}_L = 0,68 Pr^{\frac{1}{2}} \frac{Gr_L^{\frac{1}{4}}}{0,952 + Pr^{\frac{1}{4}}}$$

Se è verificata la condizione $Gr_L > 10^9$ vale la relazione:

$$\overline{Nu}_L = 0,13 \text{ Pr Gr}_L^{\frac{1}{3}}$$

- *Cilindro caldo orizzontale*: la dimensione caratteristica è il diametro D.
Se sono verificate le relazioni $Pr > 0,5$, $10^3 < Gr_D < 10^9$ vale la relazione:

$$\overline{Nu}_D = 0,53 \text{ Pr Gr}_L^{\frac{1}{4}}$$

Per completezza si riportano anche le definizioni per i numeri adimensionali coinvolti:

- Numero di Nusselt:

$$Nu_x = \frac{h_c x}{k_f}$$

- Numero di Prandtl:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha}$$

- Numero di Grashof:

$$Gr_x = \frac{g \beta (T_s - T_\infty) x^3}{\nu^2}$$

Dove:

x = grandezza caratteristica del problema [m]

k_f = conducibilità termica del fluido [W/(m K)]

ν = viscosità cinematica [m²/s]

α = diffusività termica [m²/s]

g = accelerazione gravitazionale [m/s²]

β = coefficiente di dilatazione termica [1/K]

T_s = temperatura della superficie [K]

T_∞ = temperatura del flusso indisturbato [K]

Tutte le proprietà termofisiche dell'aria possono essere ricavate dalle tabelle disponibili in letteratura, curandosi di ricavarle per un valore di temperatura pari alla media aritmetica tra T_s e T_∞ .

Il passo successivo, come anticipato, è quello di calcolare il coefficiente di scambio termico convettivo mediato sulla superficie. Questo può essere fatto esplicitando h_c nella definizione del numero di Nusselt:

$$h_c = \frac{\overline{Nu}_x k_f}{x}$$

Dopo aver ottenuto dalla simulazione il nuovo valore di temperatura superficiale il processo viene reiterato, fino al raggiungimento della convergenza.

In questo caso si è partiti da dei valori ragionevoli di primo tentativo di h_c , fino ad ottenere i valori definitivi:

Superficie	h_c primo tentativo	h_c convergenza
Esterno cilindro 1	10	4,5
Esterno cilindro 2	10	2,9
Esterno cilindro 3	10	4,8
Esterno cilindro 4	10	5,5
Esterno cilindro 5	10	6,1
Esterno piastra 1	7,7	4,9
Esterno piastra 2	7,7	4,6
Esterno piastra 3	7,7	5,5
Esterno piastra 4	7,7	6,4

Tabella 3. 17: Valori ottenuti per i coefficienti di scambio termico convettivo

Interfacce

Con interfacce si intendono tutte le regioni di contatto tra solido-solido e solido-fluido. Per tali zone viene utilizzata una condizione di tipo Wall, specificando una Coupled thermal condition. In questo modo non deve essere definito nessun parametro, ma sarà il solutore a calcolare gli effetti dello scambio termico in funzione delle soluzioni ottenute nelle celle adiacenti.

3.4 Solutore

In Fluent sono disponibili due tipi di solutore: Pressure based e Density based.

Nel Pressure based solver il campo di velocità viene ricavato a partire dall'equazione della quantità di moto, mentre il campo di pressione viene estratto risolvendo un'equazione di correzione della pressione. Quest'ultima può essere ottenuta manipolando l'equazione della massa e quella della quantità di moto, in modo tale che il campo di velocità, corretto dalla pressione, soddisfi la continuità. In seguito vengono

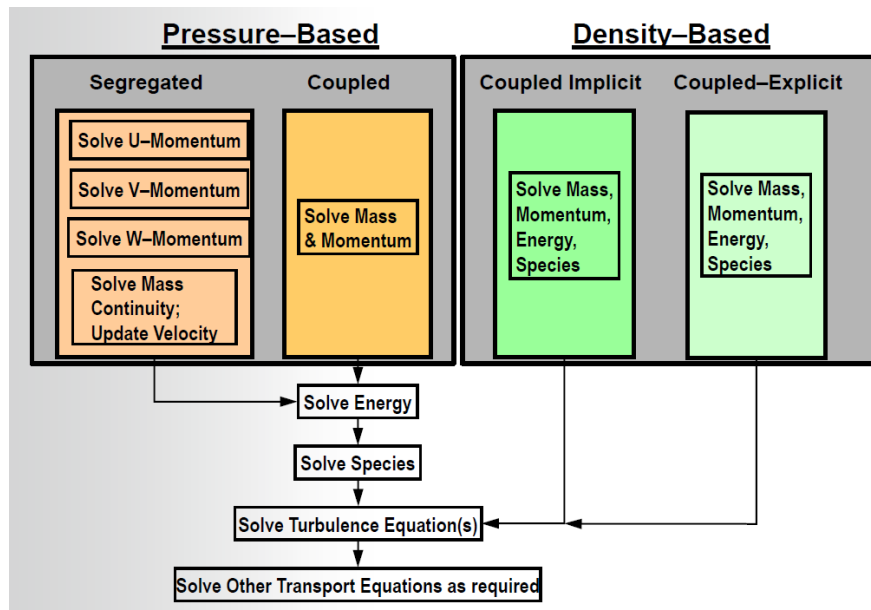
risolte in modo segregato l'equazione dell'energia e tutte le equazioni scalari aggiuntive. È possibile distinguere due algoritmi basati sul Pressure based solver: segregato e accoppiato. Il primo metodo risolve le equazioni di continuità e quantità di moto in momenti diversi, utilizzando soluzioni di tentativo con successive correzioni. Il secondo metodo risolve il sistema discretizzato in una sola volta: le variabili del sistema lineare sono sia le componenti di velocità che la pressione.

Il Pressure based solver segregato richiede meno memoria di archiviazione rispetto all'accoppiato e consente di avere flessibilità nella procedura di soluzione, ma spesso realizza una convergenza lenta. Il Pressure based solver accoppiato offre prestazioni superiori e realizza una convergenza molto più veloce, richiedendo però fino a 1,5 – 2 volte più memoria rispetto al segregato.

In Fluent sono disponibili 4 algoritmi: Coupled (unico accoppiato), SIMPLE, SIMPLEC, PISO.

Nel Density based solver le equazioni di continuità, quantità di moto, energia e di trasporto delle specie sono risolte simultaneamente (è un metodo sempre accoppiato). Le equazioni scalari aggiuntive sono risolte successivamente, in modo segregato. Questo tipo di solutore è applicabile soprattutto in caso di forte interdipendenza tra densità, energia, quantità di moto e specie.

Per il Density based solver esistono due diversi algoritmi: implicito ed esplicito. Il metodo implicito è generalmente preferito a quello esplicito dal momento che quest'ultimo presenta un vincolo molto stringente sul CFL. Il metodo esplicito viene utilizzato nei casi in cui la scala temporale caratteristica del flusso è dello stesso ordine della scala temporale acustica.



Storicamente il Pressure based solver è stato sviluppato per flussi comprimibili a bassa velocità, mentre il Density based solver è nato per descrivere soprattutto flussi comprimibili ad alta velocità. Recentemente entrambi i metodi sono stati riformulati ed estesi per risolvere un ampio range di condizioni di flusso, ma nonostante ciò le origini della loro formulazione conferiscono loro un vantaggio nella descrizione dei fenomeni per cui furono sviluppati.

La scelta del solutore per il modello in esame è basata soprattutto sulle condizioni di moto. Per valutare il massimo valore del numero di Mach raggiunto all'interno del Circond sono state stimate le velocità nei due punti più critici: la sezione di ingresso dello scambiatore e quella in uscita dal secondo rango di spire.

Per prima cosa si calcolano i valori di temperatura ridotta e pressione ridotta:

$$T_R = \frac{T}{T_{cr}}$$

$$p_R = \frac{p}{p_{cr}}$$

Queste vengono poi inserite nel diagramma generalizzato di compressibilità per ricavare il fattore di compressibilità Z (Figura 3.27).

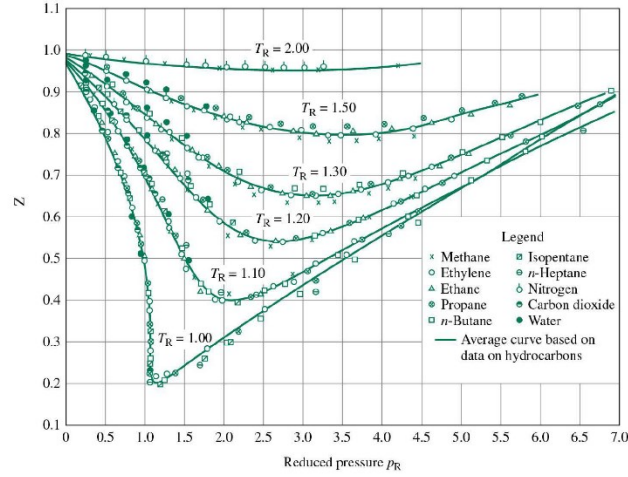


Figura 3. 27: Diagramma generalizzato di compressibilità

Tramite la legge di stato dei gas perfetti, corretta con il fattore Z per tener conto di un comportamento non esattamente ideale, si ottiene la densità:

$$\rho = \frac{p}{ZRT}$$

in cui \bar{R} [J/ kg K] è la costante specifica del gas.

Da questa è immediato il passaggio alla velocità:

$$v = \frac{m}{\rho A}$$

e al numero di Mach:

$$Ma = \frac{v}{\sqrt{\gamma \bar{R} T}}$$

dove γ è il coefficiente di dilatazione adiabatica del gas.

I risultati ottenuti per le due sezioni sono $v_{inlet} = 55,8$ [m/s], $Ma_{inlet} = 0,07$ e $v_{spire} = 17,4$ [m/s], $Ma_{spire} = 0,05$.

In entrambi i casi si rientra ampiamente all'interno del regime di moto subsonico incomprimibile ($Ma < 0,3$), pertanto si è scelto di adottare il Pressure based solver.

L'algoritmo utilizzato, per via delle sue caratteristiche, è il Coupled.

Il software permette di selezionare anche il tipo di problema, per il quale si è scelta un'analisi di moto stazionario.

Per permettere al solutore di interpolare le variabili di campo in corrispondenza delle facce di ogni volume di controllo è necessario specificare, per ognuna delle variabili, uno schema di discretizzazione. Per un certo numero di iterazioni iniziali è stato utilizzato il First order upwind, che permette di ottenere facilmente la convergenza e una buona soluzione di partenza. Tuttavia tale schema è accurato solamente al primo ordine, pertanto si utilizza la soluzione a cui si è arrivati come punto di partenza per un secondo ciclo di iterazioni condotte con il Second order upwind, che al prezzo di una convergenza più lenta permette di ottenere un'accuratezza del secondo ordine, essenziale nei casi in cui il flusso non è allineato con la griglia.

La ricostruzione del gradiente delle variabili sulle facce dei volumi di controllo (necessaria per griglie non regolari) è stata realizzata con il metodo Least squares cell based.

Al fine di esercitare un maggiore controllo sulla convergenza della simulazione è stata attivata l'opzione Pseudo-transient. Tale metodo introduce all'interno delle equazioni degli pseudo time step, diversi per ogni variabile, che producono un effetto di sotto-rilassamento. Abbassando tali fattori si conferisce più stabilità alla soluzione, aumentandoli si accelera invece la convergenza.

Capitolo 4

Analisi delle simulazioni

4.1 Dati sperimentali

Prima di passare all'analisi dei dati ricavati dalle simulazioni si vogliono introdurre tutti i dati necessari per i successivi confronti.

In Tabella 4.1 sono riportati i dati sperimentali ottenuti per il funzionamento a regime del modello di Circond preso in esame.

	T_{max} virola [°C]	T_{max} flangia [°C]	T_{med} flangia [°C]	T_{med} porta [°C]	T_{med} fumi [°C]	Δp_{tot} [Pa]
Dati sperimentali	100,0	98,8	90,9	110,0	90,2	1010

Tabella 4. 1: Dati sperimentali

Le temperature di virola, flangia e porta sono state valutate superficialmente, pertanto lo stesso verrà fatto anche nel modello numerico.

Per la misura della temperatura media dei fumi lo scambiatore viene installato all'interno della caldaia e dotato dell'apposita canna fumaria: il punto di misura si trova al termine del condotto. Le semplificazioni introdotte sull'uscita del modello numerico unite ad un setup di misura sostanzialmente differente (Figura 3.26) fanno sì che il dato ottenuto per via numerica sia, con ogni probabilità, sovrastimato rispetto a quello misurato. In modo del tutto analogo, anche le misure relative alle perdite di carico totali Δp_{tot} sono affette dalla stessa problematica, unita al fatto che i test sono stati condotti a freddo (senza combustione).

Le sostanziali differenze tra misurazione sperimentale e numerica di queste due

grandezze rendono fuorviante qualsiasi tipo di valutazione, di conseguenza non verranno prese in considerazione per i successivi confronti. Nonostante ciò saranno comunque riportati i valori numerici delle due grandezze, in virtù dell'interesse che ricoprono ai fini del problema.

In Tabella 4.2 vengono indicati i vincoli, sia di natura tecnologica che funzionale, che l'azienda ha imposto per le diverse grandezze.

	T_{max} virola [°C]	T_{max} flangia [°C]	T_{max} porta [°C]	T_{max} guarn. porta [°C]	T_{max} guarn. virola1 [°C]	T_{max} guarn. virola2 [°C]	T_{med} fumi [°C]
Vincoli	<120	<100	<120	<150	<150	<150	<90

Tabella 4. 2: Vincoli imposti dall'azienda

Tali valori torneranno utili in fase di miglioramento delle prestazioni.

Le temperature delle guarnizioni non sono note dai dati sperimentali, pertanto desta particolare interesse la loro valutazione. Il valore massimo di queste temperature sarà misurato sull'intero volume dei componenti.

Volendo riassumere tutti i dati di interesse si riporta la seguente tabella, in cui compaiono anche la potenza al focolare, la potenza utile e il rendimento:

	Q_f	Q_u	η_{tu}	T_{max} virola [°C]	T_{max} flangia [°C]	T_{med} flangia [°C]	T_{max} porta [°C]	T_{med} porta [°C]	T_{max} guarn. porta [°C]	T_{max} guarn. virola1 [°C]	T_{max} guarn. virola2 [°C]	T_{med} fumi [°C]	Δp_{tot} [Pa]
Valori di riferimento	37100	34886	0,94	100,0	98,8	90,9		110,0					
Vincoli				<120	<100		<120		<150	<150	<150		

Tabella 4. 3: Dati di interesse del problema

4.2 Mesh indipendenza

In questa sezione si vuole dimostrare come la soluzione ottenuta con la mesh descritta nel Capitolo 3 sia indipendente dal numero di elementi di griglia, in altre parole mesh indipendente.

Per fare ciò è stato necessario confrontare i risultati della mesh utilizzata, che chiameremo Mesh B, con i risultati di una griglia di gran lunga più fitta, detta Mesh C. Al fine di valutare, allo stesso tempo, quale sia il miglior compromesso tra affidabilità e costo computazionale, è stata aggiunta al confronto anche la Mesh A, con un numero di elementi inferiore alle altre.

Di seguito si riportano le principali caratteristiche delle mesh generate:

	Elementi	Aspect ratio	Skewness	Orthogonal quality
Mesh A	96000	4,267	0,147	0,967
Mesh B	128000	4,997	0,139	0,965
Mesh C	1134000	2,166	0,030	0,994

Tabella 4. 4: Caratteristiche di qualità delle mesh generate

Nella realizzazione della Mesh C è stato realizzato sia un infittimento globale che un infittimento locale, applicato soprattutto alle zone maggiormente interessate da forti gradienti. In Figura 4.1 è visibile l'applicazione di un Body sizing a ridosso delle spire, mentre in Figura 4.2 e Figura 4.3 vengono mostrati due ingrandimenti nella zona dell'inlet. In quest'area è stato introdotto un Face meshing che ha permesso di ottenere una griglia strutturata ad elevata densità di elementi, per risolvere con la massima accuratezza possibile il campo di moto.

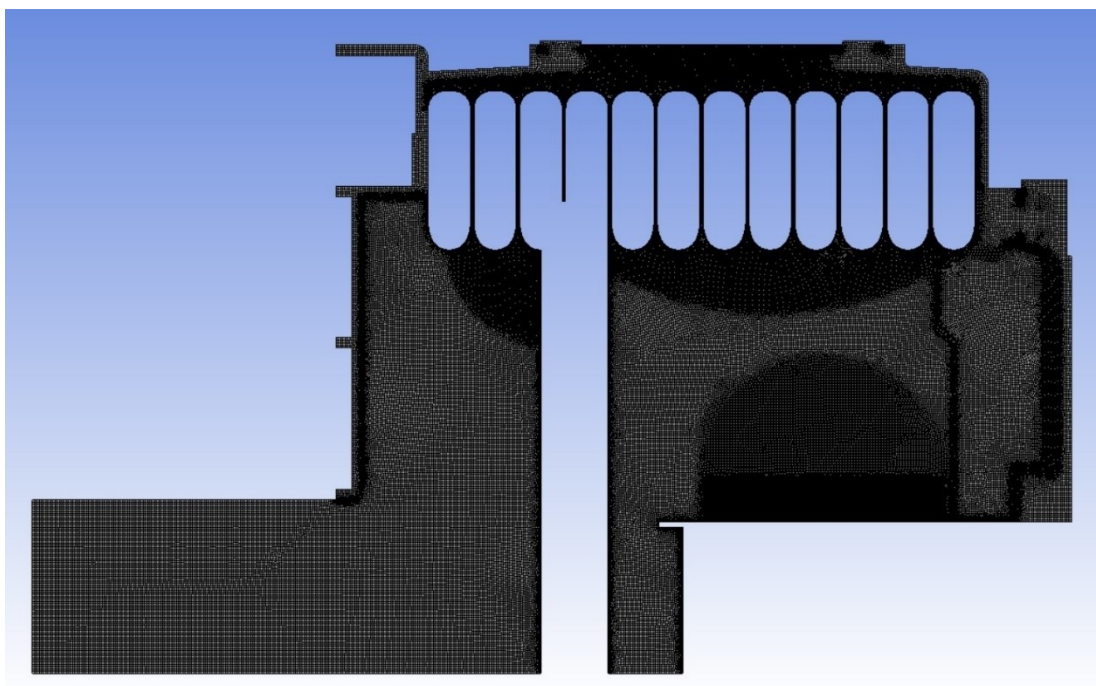


Figura 4. 1: Mesh C

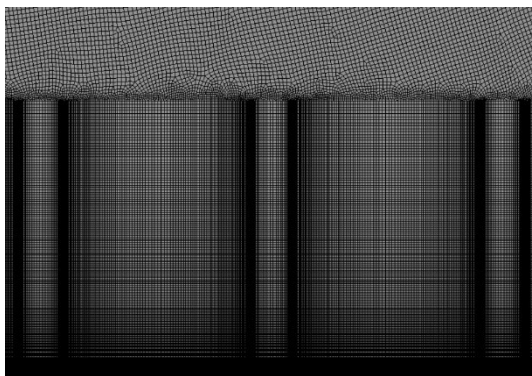


Figura 4. 2: Dettaglio della mesh C

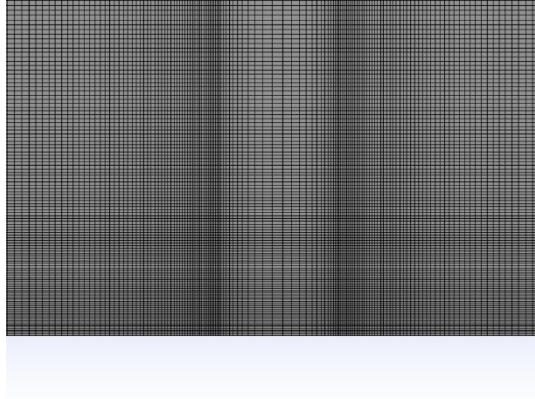


Figura 4. 3: Dettaglio della mesh C (ingrandimento maggiore)

Nelle figure che seguono vengono presentati i confronti Mesh A – Mesh C e Mesh B – Mesh C per ognuna delle grandezze d’interesse, in modo da valutare se le soluzioni possono ritenersi mesh indipendenti. Ogni grafico è relativo ad una grandezza d’interesse e ne rappresenta la variazione relativa percentuale in funzione del numero di elementi di griglia. La variazione viene valutata rispetto al valore ottenuto per la Mesh C, come indicato nella relazione che segue:

$$var\%_{rel} = \frac{x_i - x_C}{x_C} \cdot 100$$

dove x_i rappresenta la grandezza relativa alla i -esima mesh.

	Q_f	Q_u	η_{tu}	T_{max} viola [°C]	T_{max} flangia [°C]	T_{med} flangia [°C]	T_{max} porta [°C]	T_{med} porta [°C]	T_{max} guarn. porta [°C]	T_{max} guarn. viola1 [°C]	T_{max} guarn. viola2 [°C]	T_{med} fumi [°C]	Δp_{tot} [Pa]
Mesh A	36430	34272	0,94	109,5	97,4	96,3	137,3	130,6	127,5	126,0	100,3	111,7	725
Mesh B	36439	34064	0,93	104,9	92,7	91,6	131,9	125,3	122,1	120,2	95,5	108,1	704
Mesh C	36493	34118	0,93	102,6	92,2	91,3	108,5	123,8	117,5	95,3	133,7	126,9	700

Tabella 4. 5: Confronto tra i risultati delle tre mesh

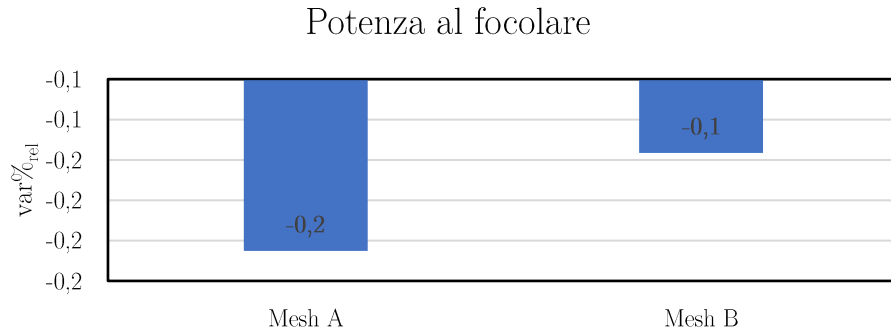


Figura 4. 4: Confronto mesh A e mesh B (potenza al focolare)

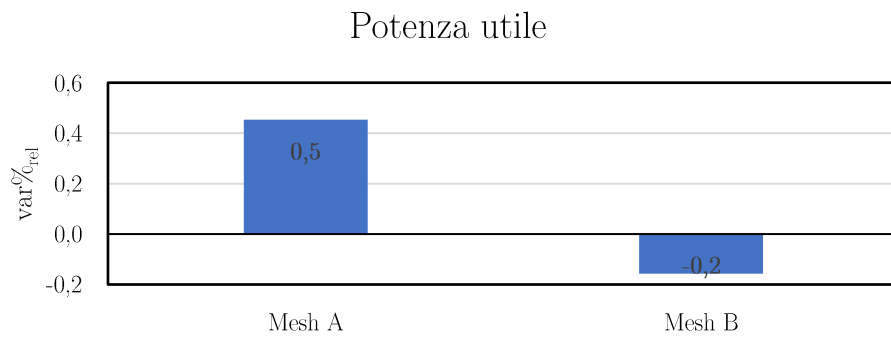


Figura 4. 5: Confronto mesh A e mesh B (potenza utile)

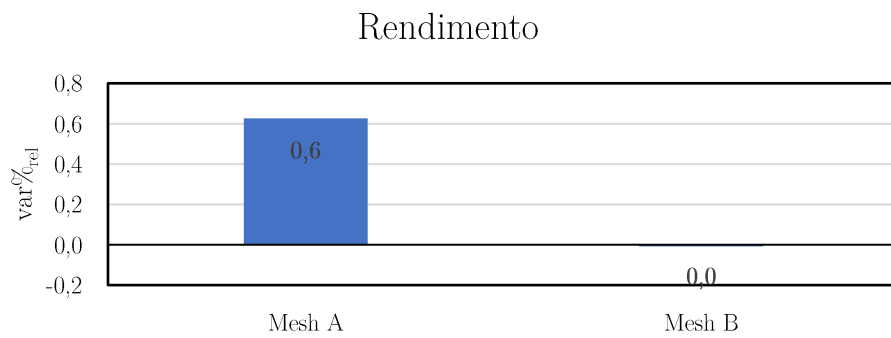


Figura 4. 6: Confronto mesh A e mesh B (rendimento)

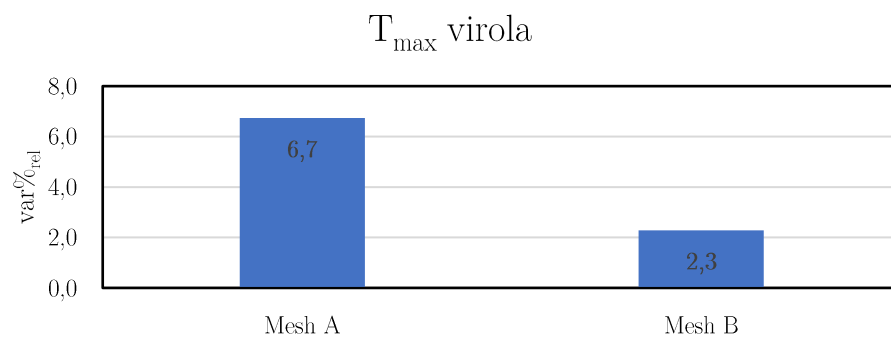


Figura 4. 7: Confronto mesh A e mesh B (T_{\max} viola)

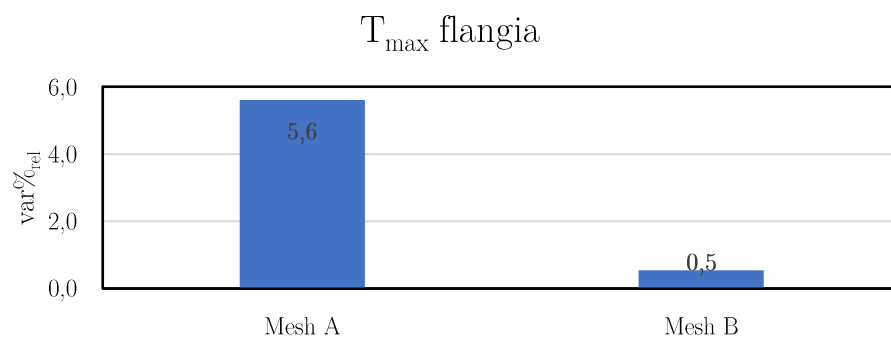


Figura 4. 8: Confronto mesh A e mesh B (T_{\max} flangia)

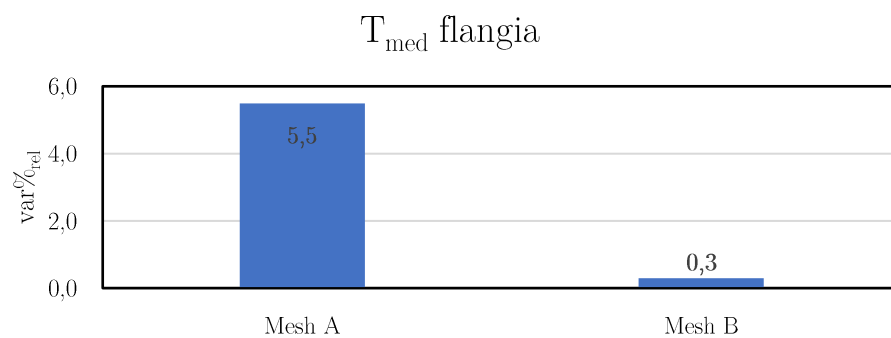


Figura 4. 9: Confronto mesh A e mesh B (T_{med} flangia)

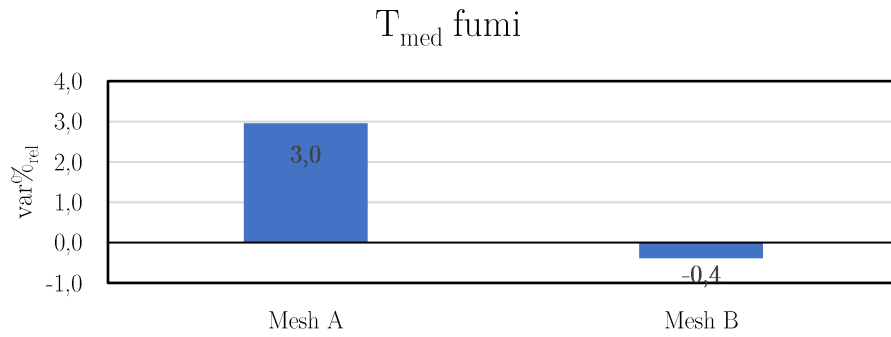


Figura 4. 10: Confronto mesh A e mesh B (T_{med} fumi)

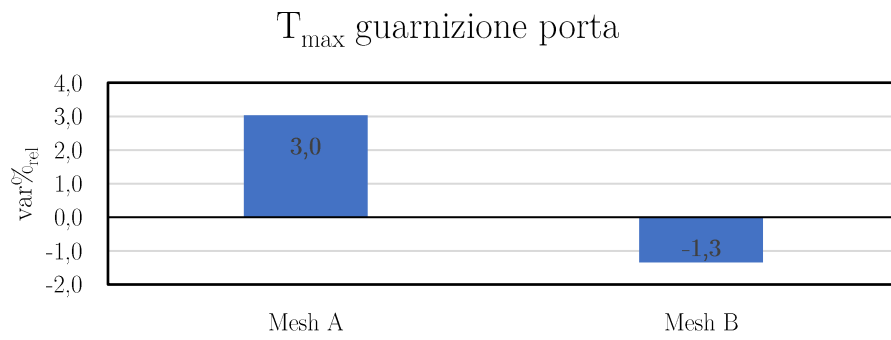


Figura 4. 11: Confronto mesh A e mesh B (T_{max} guarnizione porta)

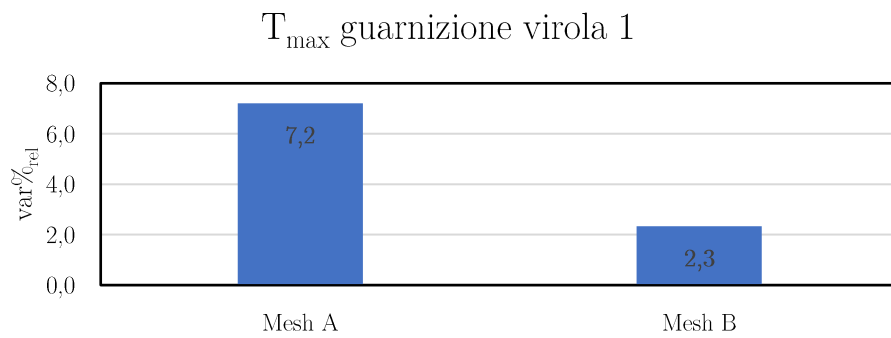


Figura 4. 12: Confronto mesh A e mesh B (T_{max} guarnizione virola 1)

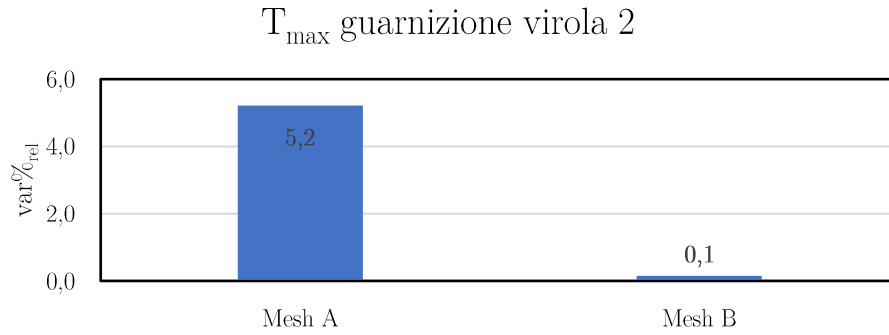


Figura 4. 13: Confronto mesh A e mesh B (T_{\max} guarnizione virola 2)

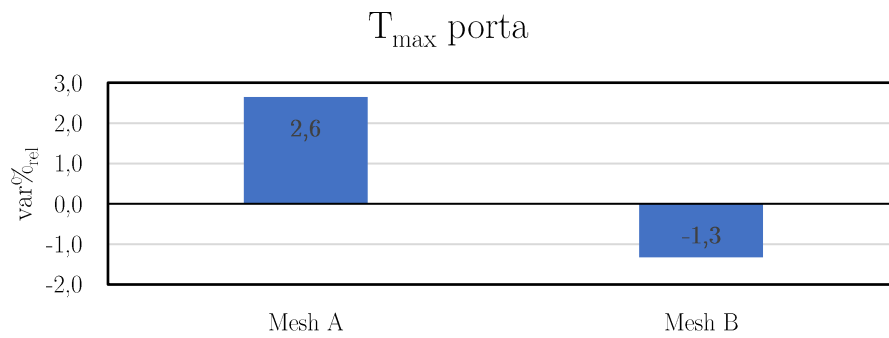


Figura 4. 14: Confronto mesh A e mesh B (T_{\max} porta)

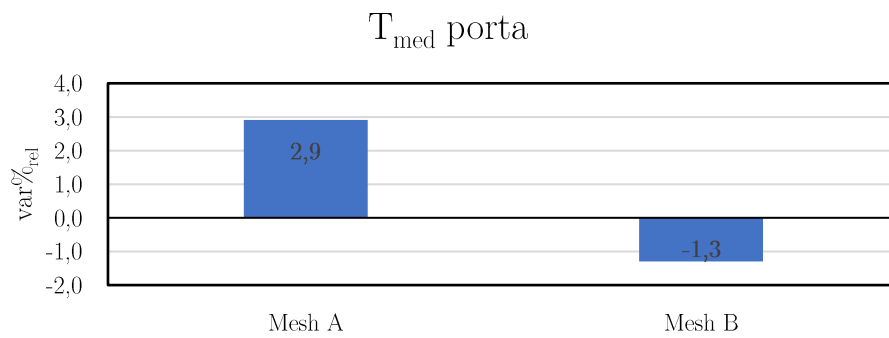


Figura 4. 15: Confronto mesh A e mesh B (T_{med} porta)

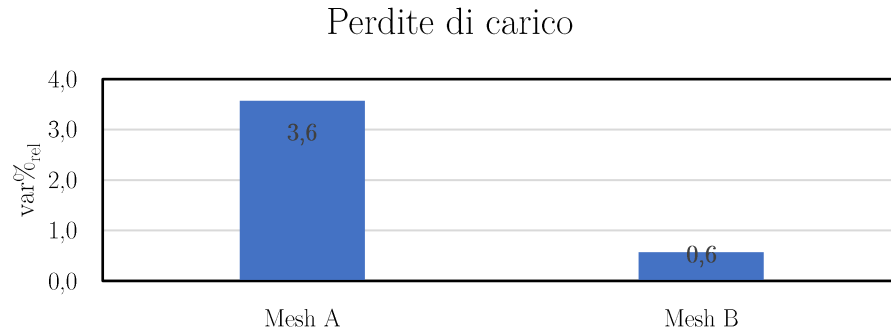


Figura 4. 16: Confronto mesh A e mesh B (perdite di carico)

La soluzione della Mesh A presenta una variazione relativa percentuale massima di 8,2% (T_{\max} guarnizione virola) e un valore medio, in relazione alle grandezze considerate, di 3,6%. Queste percentuali sono ancora troppo alte per poter parlare di mesh indipendenza.

Passando alla Mesh B la variazione relativa percentuale mediata sulle grandezze considerate si abbassa a 0,8%, con un valore massimo di 2,3%. Questi risultati, di gran lunga migliori, sono stati ottenuti con un incremento di soli 32000 elementi di griglia (+30%) e senza un aumento significativo dei tempi computazionali.

Gli scostamenti del 2,3% sono relativi alla temperatura calcolata nella zona di virola e guarnizione virola 1, dove probabilmente il campo di moto è più instabile. Per quanto in quest'area siano ancora possibili dei piccoli miglioramenti, è possibile in generale considerare i risultati delle Mesh B indipendenti dalla griglia di calcolo.

La Mesh B costituisce il miglior compromesso tra accuratezza e costi computazionali e assicura una convergenza sensibilmente più rapida e agevole rispetto a quella della Mesh C.

4.3 Validazione del modello

Per validare il modello numerico è stato realizzato un confronto con i dati sperimentali. Le grandezze prese in considerazione sono quelle menzionate all'inizio di tale Capitolo. I risultati numerici vengono paragonati a quelli sperimentali valutandone, anche in questo caso, la variazione relativa percentuale, definita come:

$$var\%_{rel} = \frac{x_{num} - x_{sper}}{x_{sper}} \cdot 100$$

I valori della variazione per ogni grandezza sono presentati in Figura 4.17.

	Q_f	Q_u	η_{tu}	T_{max} virola [°C]	T_{max} flangia [°C]	T_{med} flangia [°C]	T_{med} porta [°C]
Dati sperimentali	37100	34886	0,94	100,0	98,8	90,9	110,0
Modello numerico	36439	34038	0,93	104,8	92,0	90,8	111,4

Tabella 4. 6: Confronto tra dati sperimentali e modello numerico

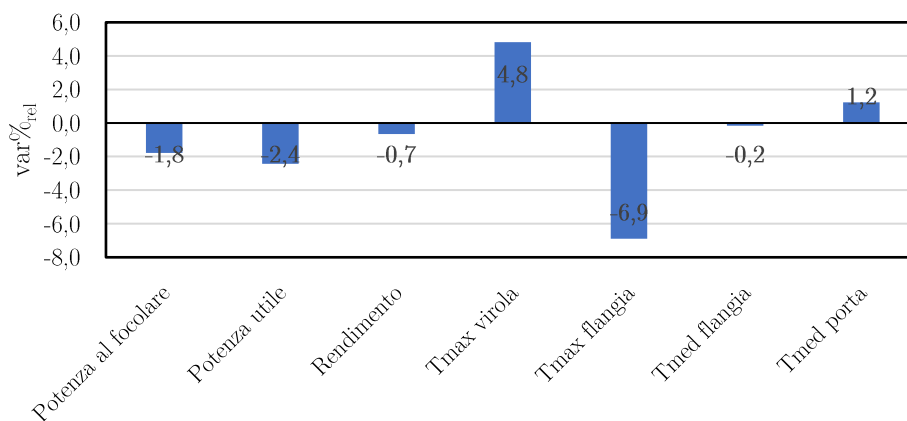


Figura 4. 17: Variazioni relative percentuali del modello numerico

Dall'istogramma si nota come mediamente le variazioni relative percentuali si attestino attorno a valori piuttosto bassi (circa 2,6%), con dei valori di picco di 6,9% per la temperatura massima della flangia e di 4,8% per la temperatura massima della virola. Nel caso della virola lo scostamento potrebbe essere imputabile, come già accennato, all'instabilità locale del campo di moto.

La flangia è un componente che ha subito una modifica nel processo di semplificazione del modello: mentre nel prototipo reale presenta una variazione di profondità (funzione dell'angolo spazzato in direzione circonferenziale) che le permette di aderire e mantenere sempre il contatto con la superficie della serpentina, nel modello numerico ha una profondità costante. Tale differenza può mascherare la presenza di criticità che comportano un aumento locale di temperatura. È importante notare come complessivamente la temperatura media in corrispondenza di tale componente venga tuttavia ben riprodotta, con una variazione di solo lo 0,2%.

Questi risultati sono da considerarsi più che soddisfacenti, soprattutto alla luce delle ambiziose semplificazioni introdotte, e provano come queste siano state in grado di riprodurre con discreta accuratezza il comportamento reale.

4.4 Studio del campo di moto

Dopo aver appurato che il modello numerico è in grado di descrivere il accuratamente il prototipo, si vuole effettuare un'analisi qualitativa e quantitativa del campo di moto finalizzata a:

- conoscerne in modo dettagliato la geometria
- individuare possibili criticità difficilmente conoscibili per via sperimentale
- ottenere dati utili per uno studio parallelo di analisi termomeccanica

Per prima cosa si verifica se i componenti di cui non è noto il valore di temperatura dalle prove sperimentali rispettano i vincoli imposti dall'azienda.

In Tabella 4.7 sono riportati tutti i valori ottenuti per le principali grandezze d'interesse ed i vincoli sopracitati. Si nota che la temperatura massima della porta è vicina al valore consentito, ma comunque inferiore; mentre le temperature delle guarnizioni rientrano largamente all'interno del valore massimo di esercizio.

	Q_f	Q_u	η_{tu}	T_{max} virola [°C]	T_{max} flangia [°C]	T_{med} flangia [°C]	T_{max} porta [°C]	T_{med} porta [°C]	T_{max} guarn. porta [°C]	T_{max} guarn. virola1 [°C]	T_{max} guarn. virola2 [°C]	T_{med} fumi [°C]	Δp_{tot} [Pa]
Modello numerico	36439	34038	0,93	104,8	92,0	90,8	115,0	111,4	109,5	120,1	94,8	108,8	704
Vincoli							<120		<150	<150	<150		

Tabella 4. 7: risultati del modello numerico e vincoli imposti dall'azienda

Il secondo aspetto che si vuole indagare è la distribuzione del campo di temperatura all'interno dei componenti, nonché la localizzazione delle temperature massime raggiunte all'interno dello scambiatore.

Dalla Figura 4.18 appare evidente che, fatta eccezione per i componenti di materiale isolante che delimitano la camera di combustione, il Fondo è quello che subisce il carico termico maggiore. Esso è costituito di un materiale plastico ad alte prestazioni in grado di lavorare a temperature maggiori rispetto a quella calcolata (circa 130 [°C]);

ciononostante la presenza di uno stato tensionale, esercitato su di esso dai tiranti esterni (visibili in Figura 1.2) e dalla presenza della serpentina, ne potrebbe mettere in dubbio il corretto funzionamento in termini di vita a fatica.

Quello appena citato costituisce uno dei punti affrontati dallo studio parallelo di analisi termomeccanica condotto sul Circond.

Al fine di agevolare l'introduzione delle corrette condizioni al contorno all'interno del modello termomeccanico, sono stati valutati anche i coefficienti di scambio termico convettivo mediati sulle superfici interne dei componenti. In Figura 4.19, Figura 4.20, Figura 4.21 è possibile visualizzarne i valori puntuali (si tenga presente che un valore negativo denota uno scambio termico che avviene in direzione opposta).

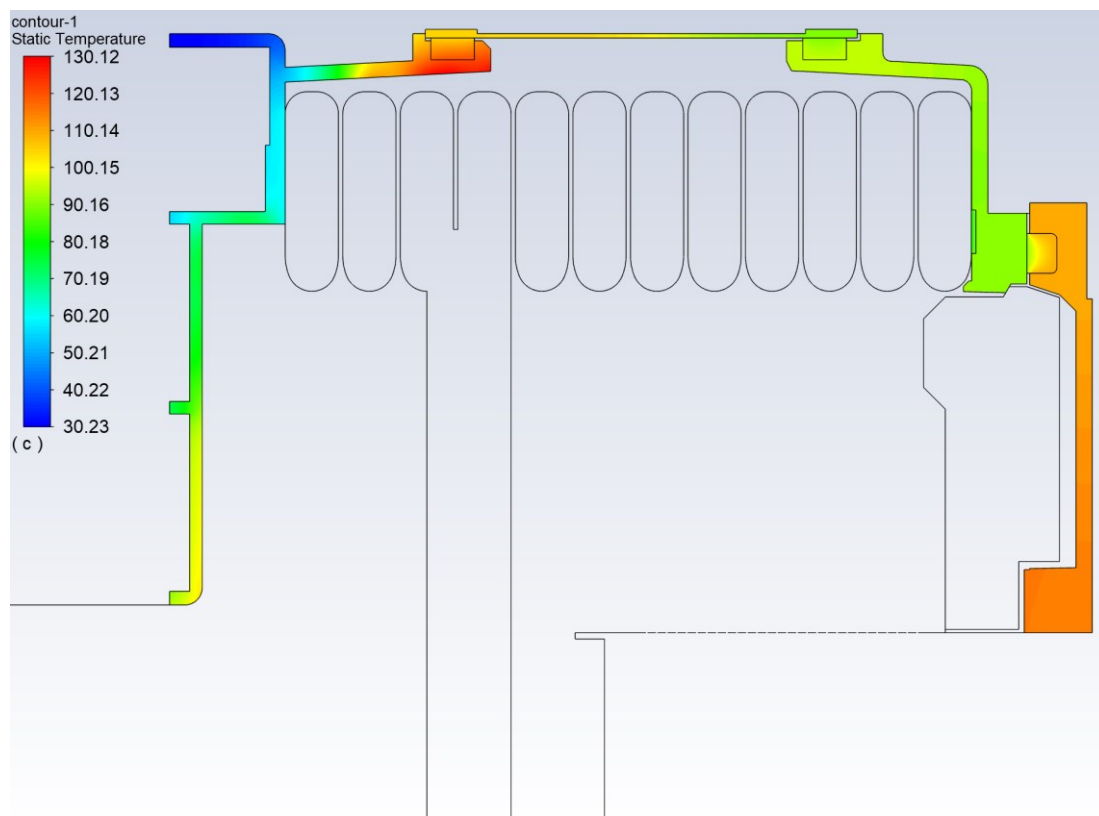


Figura 4. 18: Campo di temperatura nei componenti del Circond

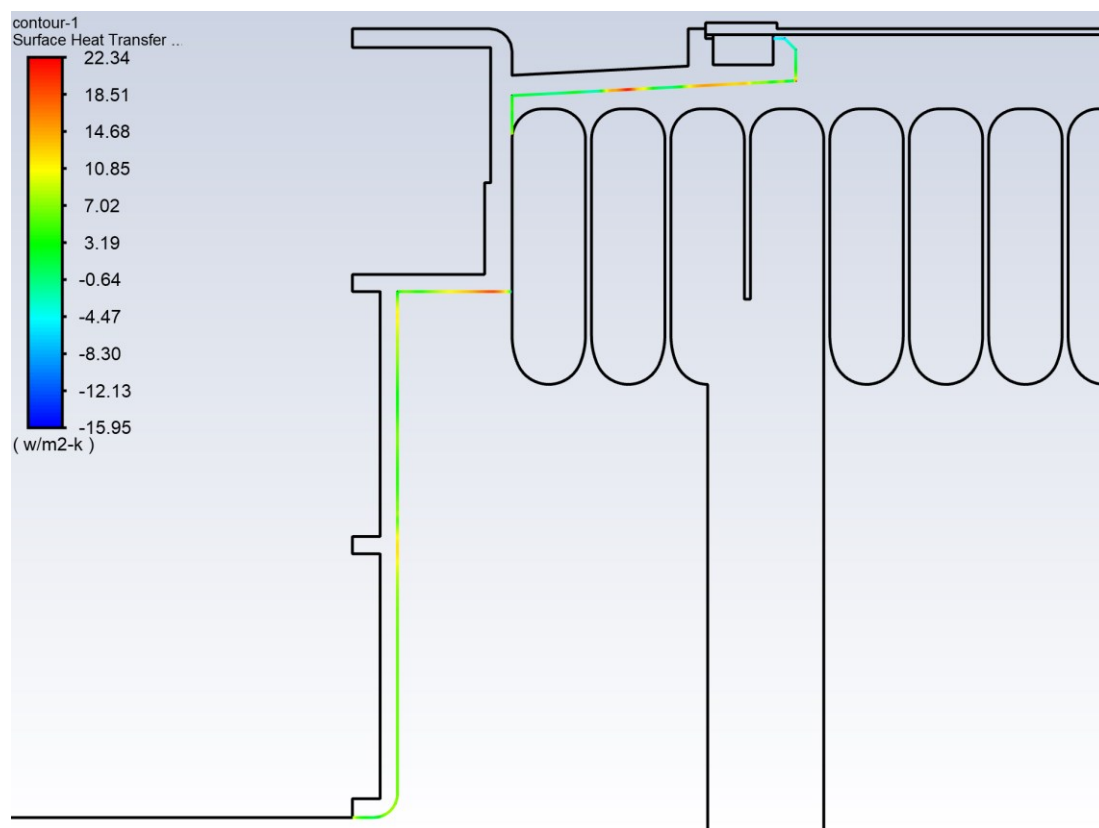


Figura 4. 19: Contour del coefficiente di scambio termico convettivo sulle pareti del fondo

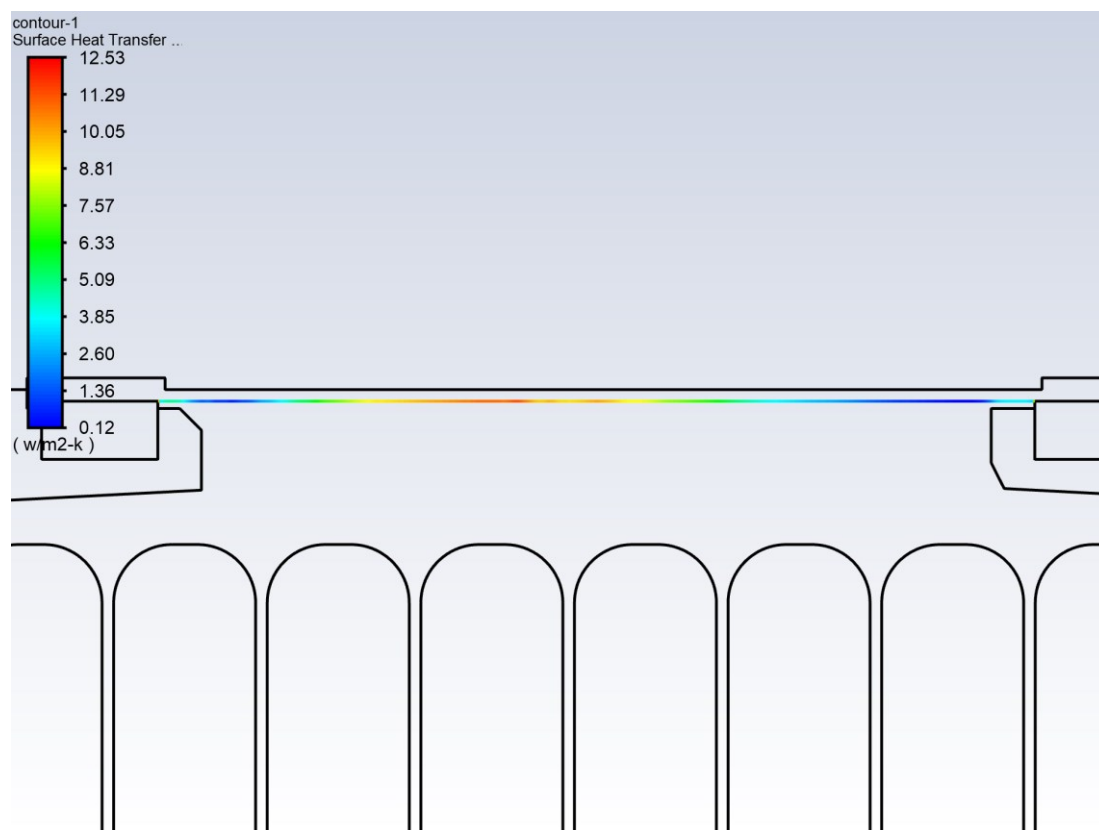


Figura 4. 20: Contour del coefficiente di scambio termico convettivo sulle pareti della virola

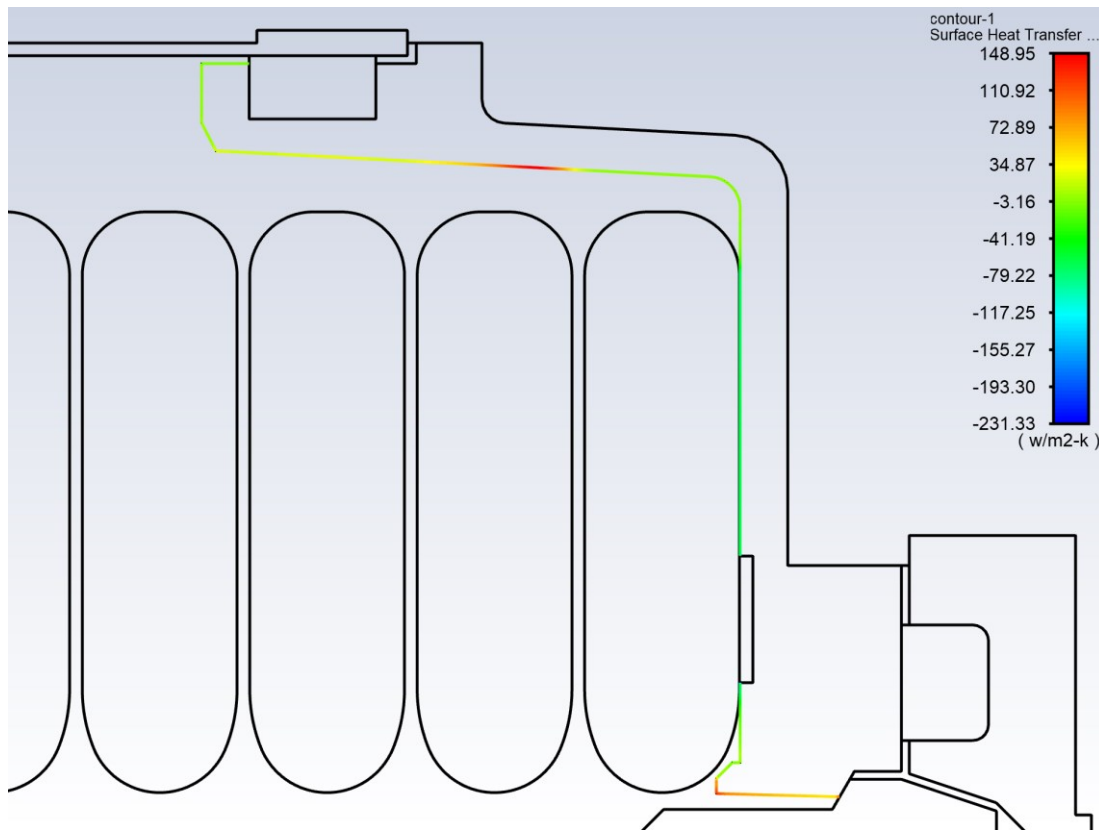


Figura 4. 21: Contour del coefficiente di scambio termico convettivo sulle pareti della flangia

Da ultimo si vuole eseguire un'analisi qualitativa del campo di moto.

I contour di velocità e di numero di Mach sono rappresentati in Figura 4.22 e Figura 4.23.

I valori massimi dalle due grandezze in corrispondenza delle sezioni critiche di ingresso allo scambiatore e di uscita dalle spire coincidono con quelli stimati in sede di costruzione del modello (Capitolo 3).

Il campo di pressione statica, visualizzato in Figura 4.24, rimane fedele alle aspettative: la sovrappressione in camera di combustione rientra nel range tipico delle caldaie pressurizzate (200 – 1500 [Pa]) e si esaurisce verso l'uscita dello scambiatore. In generale si notano tre zone a pressione circa costante; queste sono separate dei due ranghi di spire che di fatto introducono la maggior parte delle perdite di carico responsabili del salto riscontrato.

Il contour di temperatura (Figura 4.25) mette in mostra come la gran parte del salto termico nei gas combustivi avvenga in corrispondenza del primo rango di spire. Per

analizzare più nel dettaglio le cadute di temperatura che il fluido subisce tra l'ingresso e l'uscita si faccia riferimento a Figura 4.26, Figura 4.27 e Figura 4.28, tramite le quali si nota la seguente evoluzione:

$$T_{inlet} = 1800 \text{ [}^\circ\text{C]} \rightarrow T_{rango1}^{in} = 1650 \text{ [}^\circ\text{C]} \rightarrow T_{rango1}^{out} = 220 \text{ [}^\circ\text{C]} \rightarrow \\ \rightarrow T_{rango2}^{in} = 180 \text{ [}^\circ\text{C]} \rightarrow T_{rango2}^{out} = 120 \text{ [}^\circ\text{C]} \rightarrow T_{outlet} = 100 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

con una variazione tra ingresso ed uscita al primo rango di circa 1430 [°C].

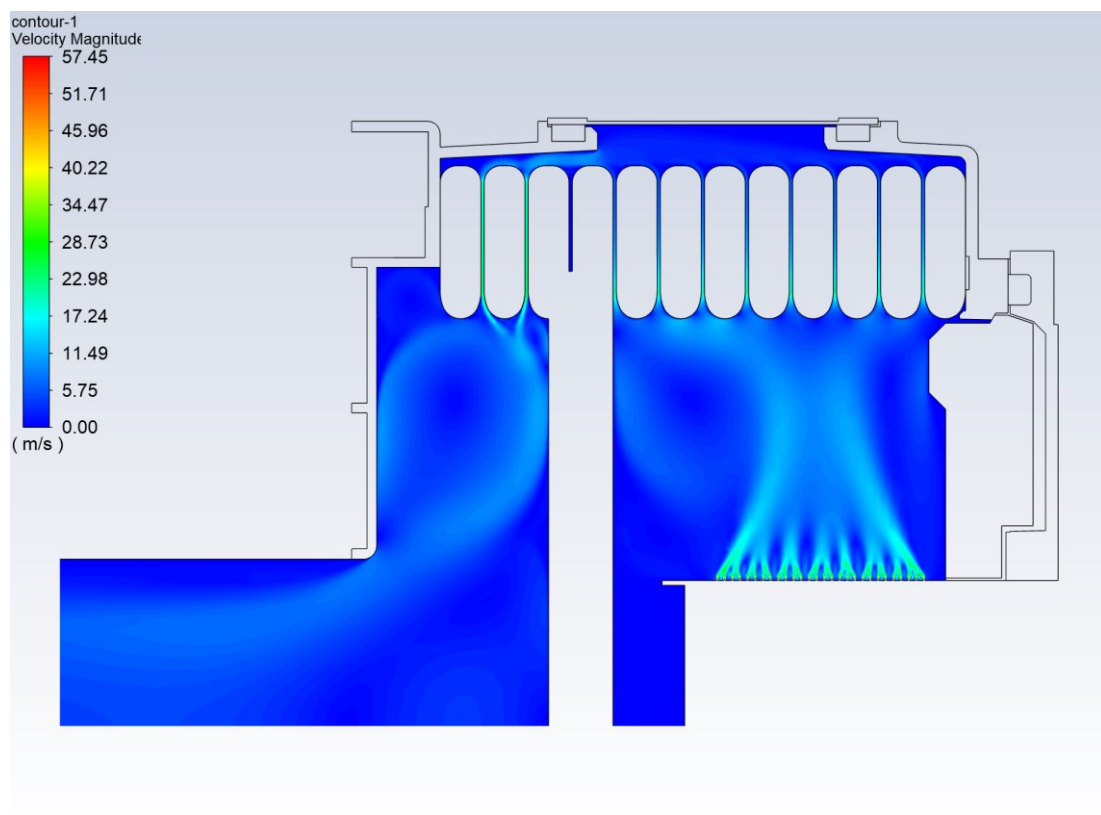


Figura 4. 22: Contour di velocità

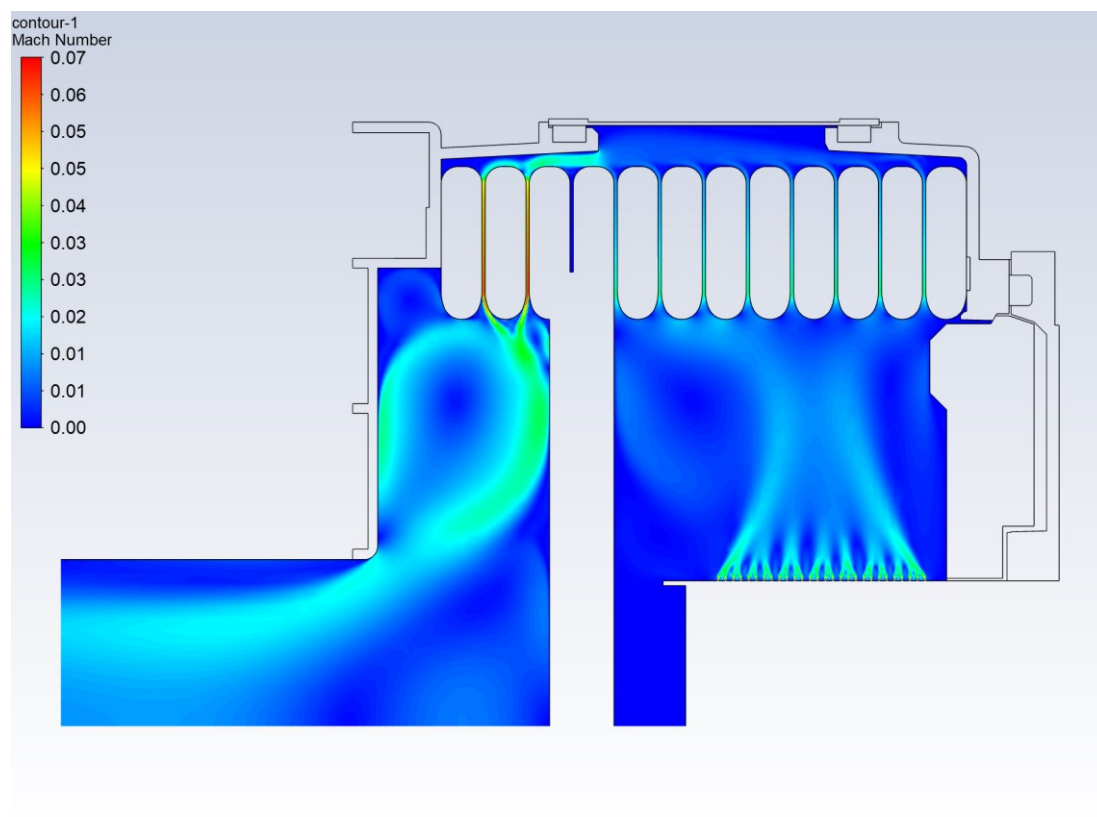


Figura 4. 23: Contour del numero di Mach

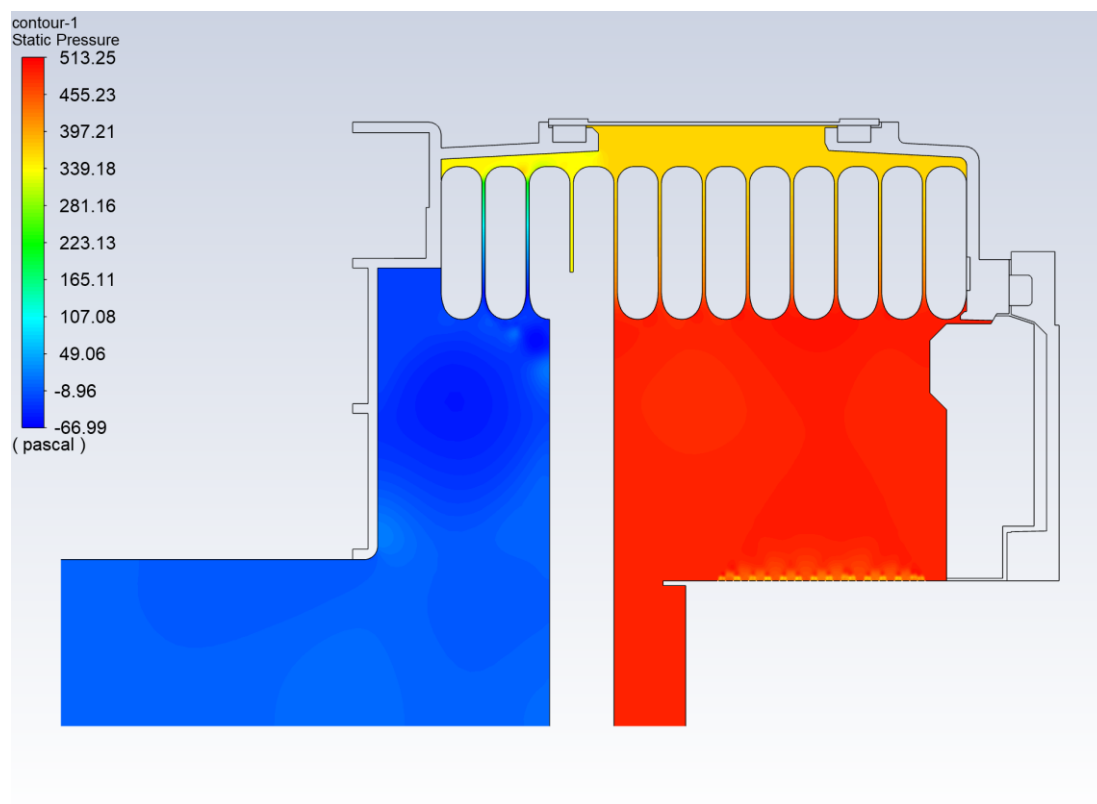


Figura 4. 24: Contour di pressione

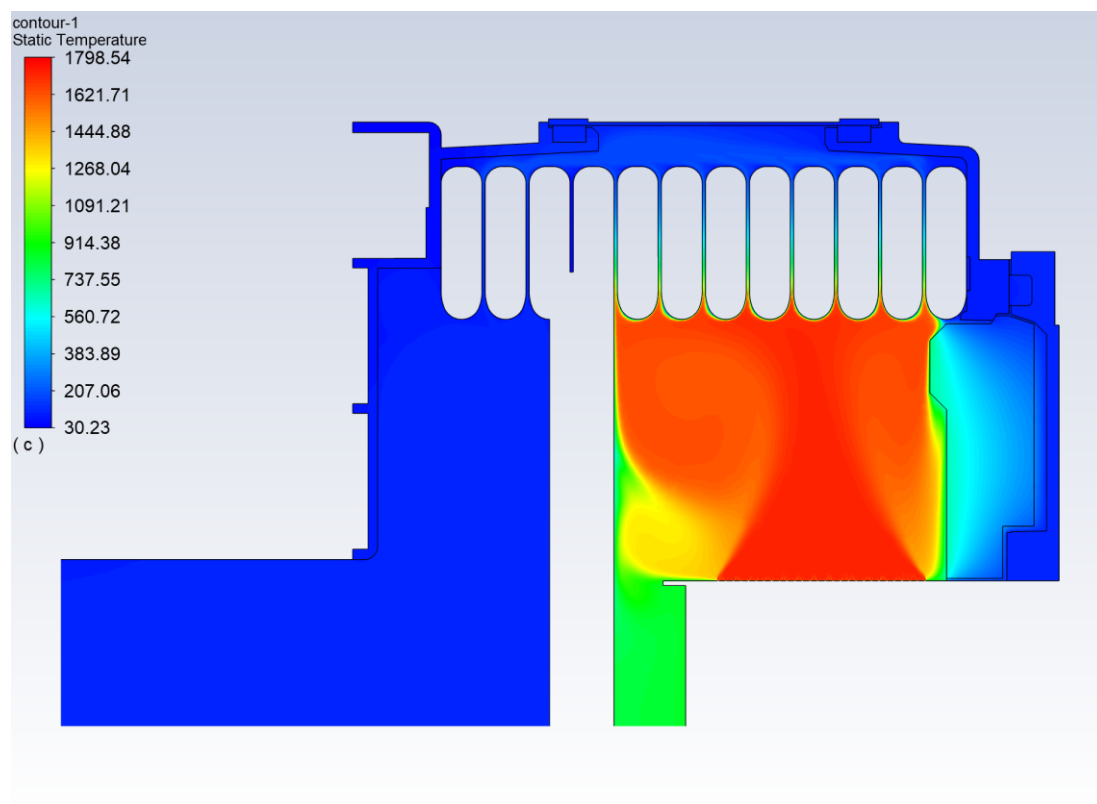


Figura 4. 25: Contour di temperatura

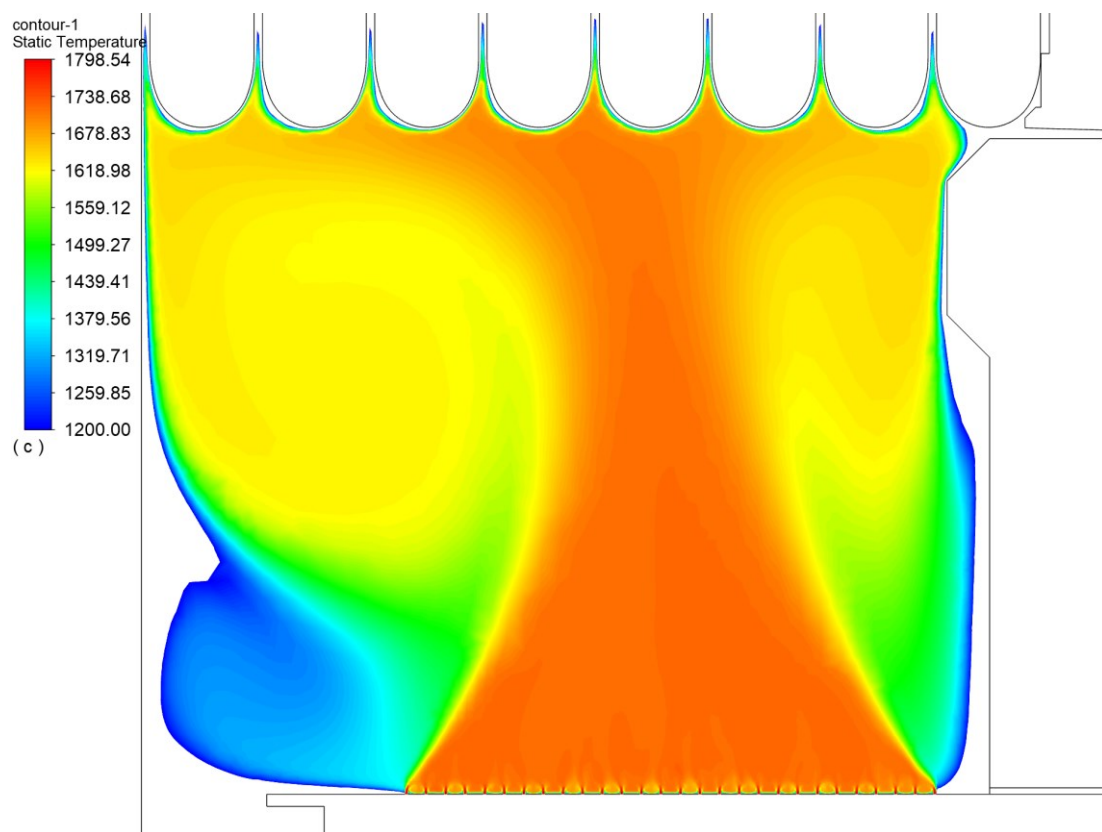


Figura 4. 26: Dettaglio del contour di temperatura (zona 1)

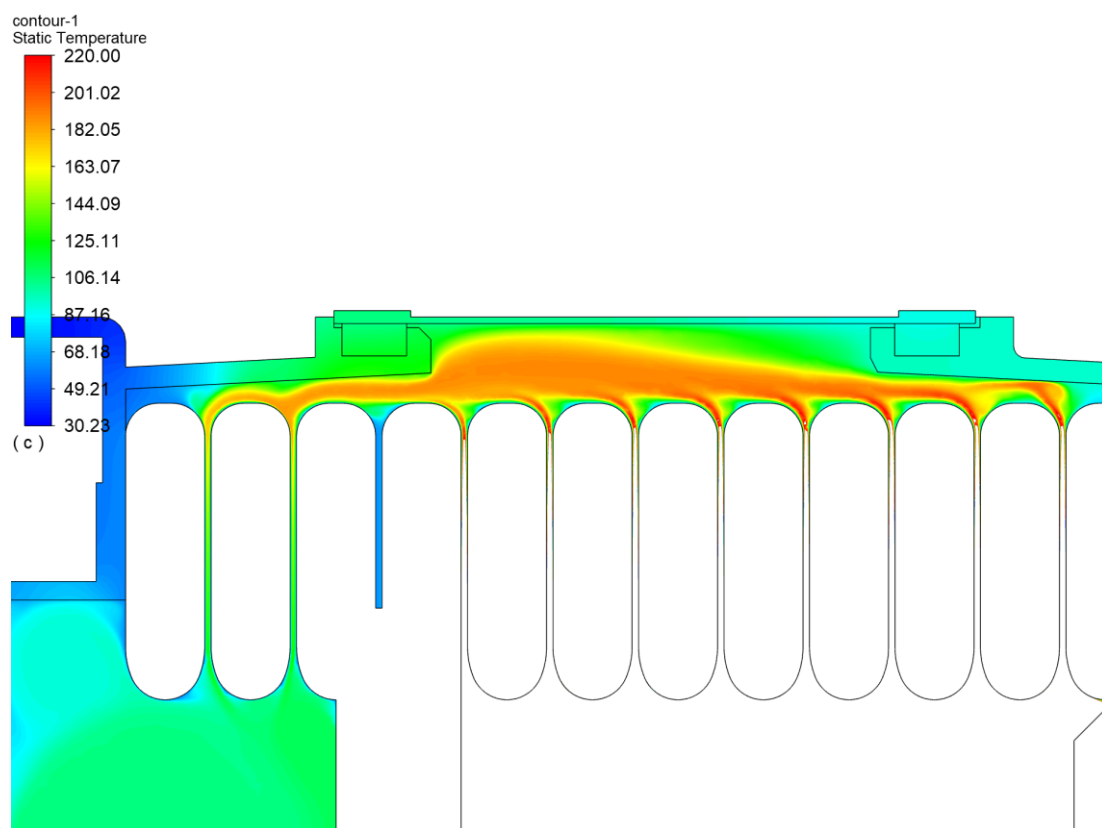


Figura 4. 27: Dettaglio del contour di temperatura (zona 2)

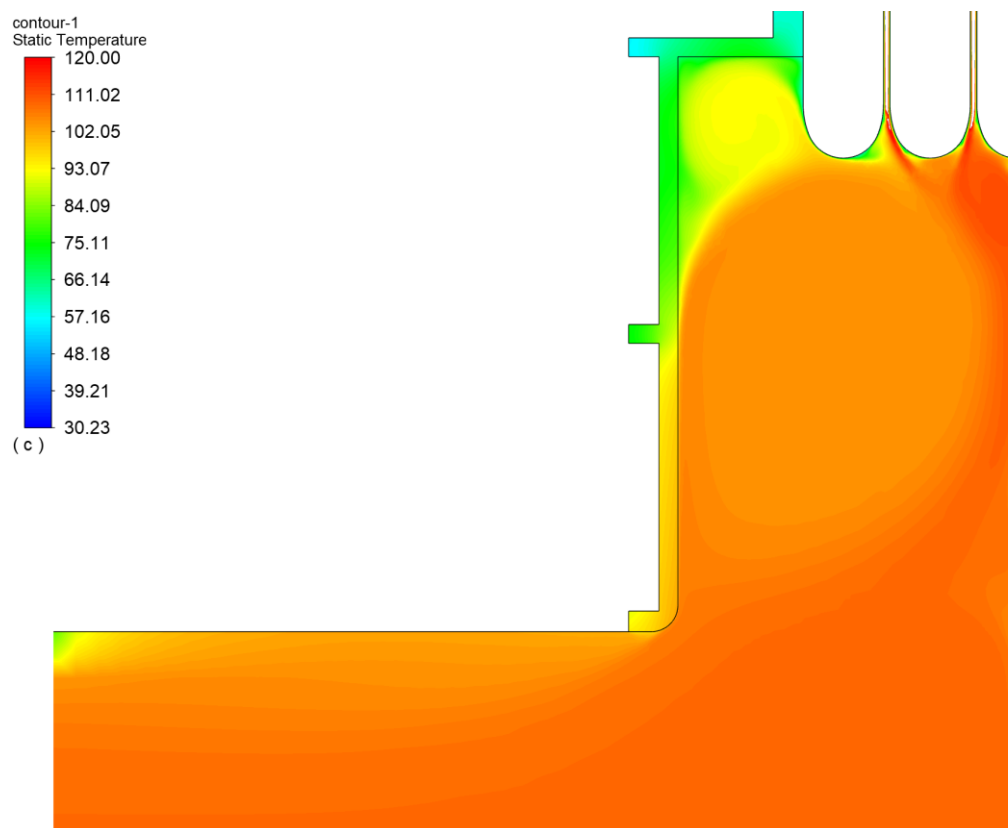


Figura 4. 28: Dettaglio del contour di temperatura (zona 3)

Capitolo 5

Studio delle prestazioni

Le semplificazioni introdotte nel modello numerico di Circond, descritto nei Capitoli 3 e 4, hanno come scopo principale quello di rendere possibile l'implementazione di un processo automatizzato di Response Surface Optimization volto a determinare:

- l'andamento delle prestazioni al variare dei parametri di progetto
- le possibili configurazioni di ottimo, nel rispetto dei vincoli progettuali, che consentano di ottenere un miglioramento delle prestazioni

Tale procedimento è stato realizzato all'interno del Workbench tramite ANSYS DesignXplorer, un'applicazione che permette di operare nello stesso ambiente di Fluent mettendo in comunicazione diretta il modulo di modellazione numerica con quello di ottimizzazione (Figura 5.1).

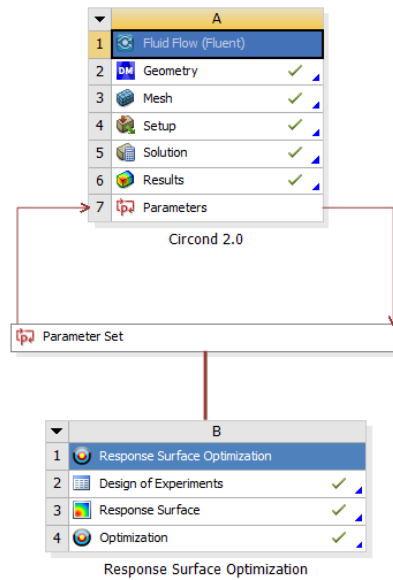


Figura 5. 1: Comunicazione tra Fluent e Response Surface Optimization

5.1 Preparazione

Prima di avviare il processo di ottimizzazione è necessario predisporre il modello in modo tale che il software possa eseguire in maniera automatizzata la procedura.

Di seguito vengono descritti i passaggi effettuati.

5.1.1 Scelta delle variabili di progetto e delle funzioni obiettivo

Come prima cosa sono state definite le variabili di progetto (o input parameters) e le funzioni obiettivo (o output parameters), elencate a seguire:

Variabili di progetto	Funzioni obiettivo
gap	potenza utile
lunghezza silicone	perdite di carico
	temperatura fumi
	temperatura virola
	temperatura flangia
	temperatura porta

Tabella 5. 1: Variabili di progetto e funzioni obiettivo

La geometria del Circond è piuttosto complessa e le variabili che possono influenzarne le prestazioni sono numerose.

Per avviare l'indagine si è scelto di selezionare come parametro di input l'ampiezza del gap che separa le spire, in quanto, sulla base dei risultati di alcune simulazioni esplorative condotte a valori differenti dello stesso, si dimostra senza dubbio la grandezza più significativa.

Il secondo parametro preso in considerazione è la lunghezza (in direzione radiale) del silicone. Esso ha la funzione di garantire la tenuta al contatto tra la dodicesima spira e la flangia, in modo da scongiurare il passaggio di fumi ad alta temperatura. Variandone la lunghezza si influisce anche sulla dimensione dell'intercapedine d'aria a valle e quindi sullo scambio termico che si verifica in corrispondenza della flangia.

Le grandezze che senza dubbio descrivono meglio le prestazioni dello scambiatore sono la potenza utile, le perdite di carico e la temperatura dei fumi in uscita.

Sebbene le ultime due si siano dimostrate poco attendibili ai fini di un confronto con i dati sperimentali, desta particolare interesse la possibilità di studiarne l'andamento. Le temperature dei componenti esterni vengono definite a monte del procedimento come funzioni obiettivo, ma come vedremo più avanti saranno utilizzate come funzioni di vincolo. Esse vengono inoltre monitorate in quanto rappresentano un indice della potenza termica dissipata attraverso i materiali dello scambiatore. Di esse viene valutato il valore massimo registrato in superficie.

5.1.2 Parametrizzazione della geometria

La parametrizzazione della geometria del modello numerico consente al software di intervenire sui valori dei parametri indicati per generare nuove configurazioni da simulare in modo automatico, senza l'intervento dell'utente.

I parametri coincidono ovviamente con le variabili di progetto e devono essere legati, tramite espressioni più o meno semplici, alle relative dimensioni definite in fase di realizzazione del modello (es: una dimensione può essere la quota assegnata ad uno sketch). In Tabella 5.2 sono riportate tutte le scelte effettuate per la parametrizzazione.

PARAMETRI	
Nome	Valore
gap	0,0008 [m]

lungh_silicone	0,008 [m]	
ASSEGNAZIONE PARAMETRI/DIMENSIONI		
Dimensione	Espressione	
Pattern1.FD1	0,00977+@gap	spire
XYPlane.H207	@lungh_silicone	silicone
XYPlane.V56	@spire*0,00977+(@spire-1)*@gap-0,046756-3,3e-7+5e-5	viola

Tabella 5. 2: Parametrizzazione della geometria

I valori indicati per i parametri sono quelli relativi al modello finora descritto. Le tre espressioni tabulate si riferiscono rispettivamente ai componenti: spire, silicone, viola. La lunghezza della viola richiede infatti un adattamento automatico alla dimensione del gap.

5.1.3 Automatizzazione del calcolo

Fino ad ora la fase di calcolo è stata seguita lungo tutto il suo corso. Monitorando l'andamento dei residui è stato possibile apportare, laddove necessario, delle modifiche nelle impostazioni, in modo da agevolare il più possibile la convergenza conseguendo allo stesso tempo il raggiungimento di un basso valore dei residui. In Figura 5.2 viene rappresentato l'andamento dei residui per la soluzione del modello descritta nel Capitolo 4, ottenuta mediante le opportune modifiche allo schema di discretizzazione, agli Pseudo transient explicit relaxation factors e al Time scale factor.

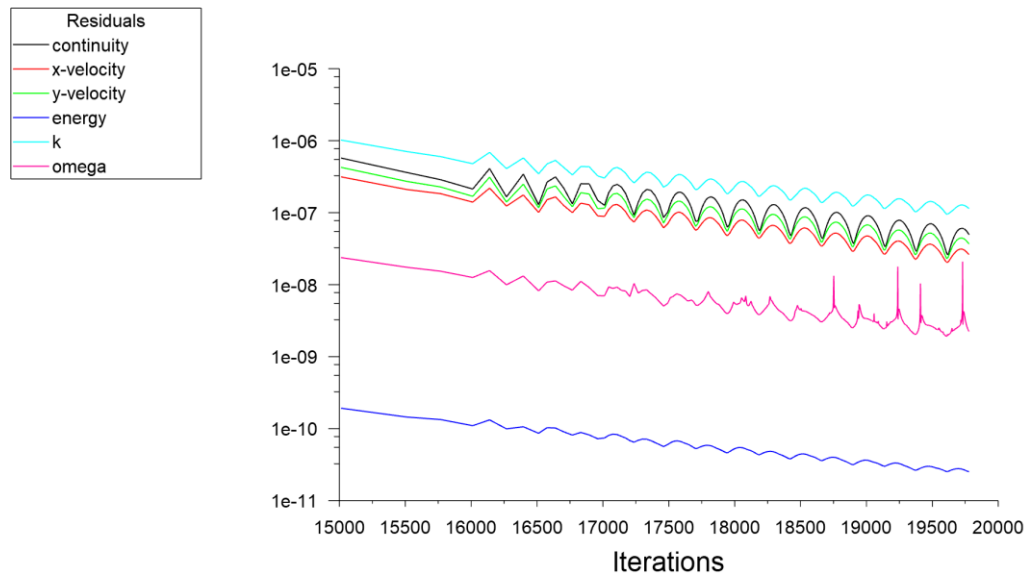


Figura 5. 2: Andamento dei residui per il modello base

Per i modelli da simulare nel corso della procedura di Response Surface Optimization non è prevista la possibilità, per l'utente, di intervenire con delle modifiche durante il processo di calcolo. Per ovviare a questo problema è stata attivata l'opzione Automatically initialize and modify case, che consente di programmare una serie di operazioni prefissate da eseguire automaticamente durante il calcolo. Le operazioni scelte sono riportate in Tabella 5.3.

Nome	Comando	Iterazioni
pre-initialization	/define models radiation s2s-parameters compute-write-vf FFF-15-Setup-Output.s2s.h5 ok /define models radiation s2s-parameters read-vf-file FFF-15-Setup-Output.s2s.h5	/
original settings	/solve set pseudo-transient yes yes 1 1 0 yes 1	500
TSF=0,5	/solve set pseudo-transient yes yes 1 0.5 0 yes 1	250
TSF=0,3	/solve set pseudo-transient yes yes 1 0.3 0 yes 1	250

Tabella 5. 3: Programmazione delle operazioni per la procedura automatizzata

Durante la fase di pre-inizializzazione è stato possibile comunicare al software di calcolare i fattori di vista necessari al funzionamento del modello S2S: senza tale accorgimento non sarebbe possibile impiegare il modello numerico all'interno di una

procedura automatizzata.

In seguito viene lanciata la simulazione con le impostazioni originali per 500 iterazioni. In questo caso è stato impostato fin dall'inizio lo schema Second Order Upwind.

Nei due passi successivi, entrambi della durata di 250 iterazioni, viene diminuito progressivamente il valore del Time scale factor, al fine di stabilizzare un'eventuale oscillazione dei residui.

Il calcolo termina dunque a 1000 iterazioni.

A seconda della potenza di calcolo a disposizione e del numero di processori impiegati i tempi di calcolo possono cambiare. Nel caso analizzato, utilizzando 6 processori, è stato ottenuto un tempo di calcolo di circa 20 minuti.

Per valutare l'accuratezza di questa nuova procedura è stata lanciata una simulazione automatizzata con il modello studiato in precedenza (con valori di gap e lunghezza silicone pari a quelli di Tabella 5.2). In seguito i risultati sono stati confrontati con quelli descritti in precedenza.

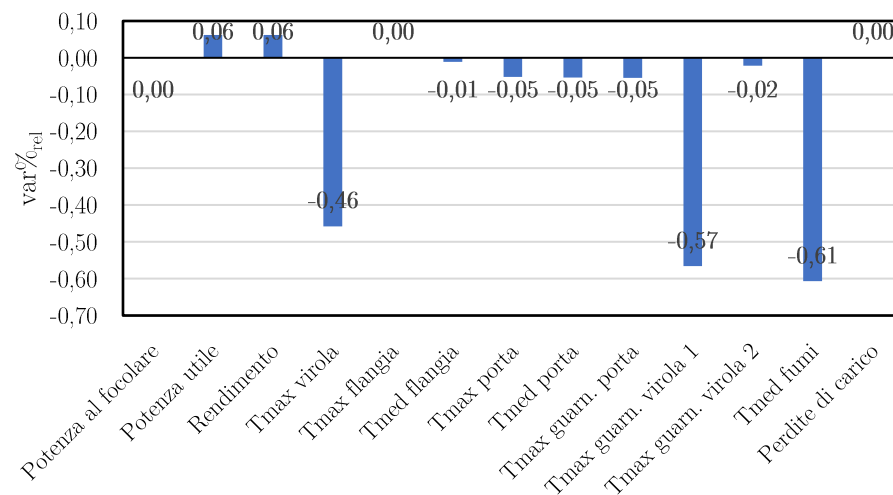


Figura 5. 3: Variazioni relative percentuali del modello automatizzato

Dalla Figura 5.3 si nota come le variazioni relative percentuali delle grandezze, calcolate rispetto al modello validato, siano largamente inferiori all'1% e dunque accettabili.

Nelle figure successive sono invece rappresentati gli andamenti dei residui e di alcune delle grandezze d'interesse in funzione del numero di iterazioni.

I residui all'iterazione #1000 sono pari a:

continuity	x-velocity	y-velocity	energy	k	omega
6,8397 E-4	7,5136 E-4	1,6104 E-3	1,5432 E-6	3,1514 E-3	5,4229 E-4

Tabella 5. 4: Residui all'iterazione #1000

Tali valori rimangono al di sotto della soglia di accettabilità generalmente impiegata a livello industriale (pari a circa 1 E-3).

L'andamento delle grandezze con il numero di iterazioni mostra una stabilizzazione già attorno alle 200 iterazioni, oltre le quali rimangono costanti.

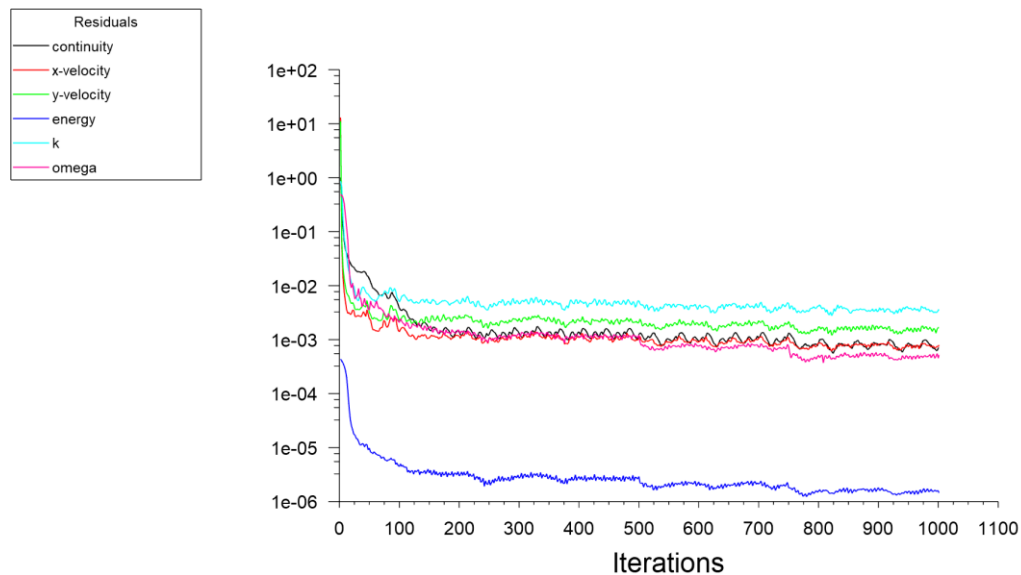


Figura 5. 4: Andamento dei residui in funzione del numero di iterazioni

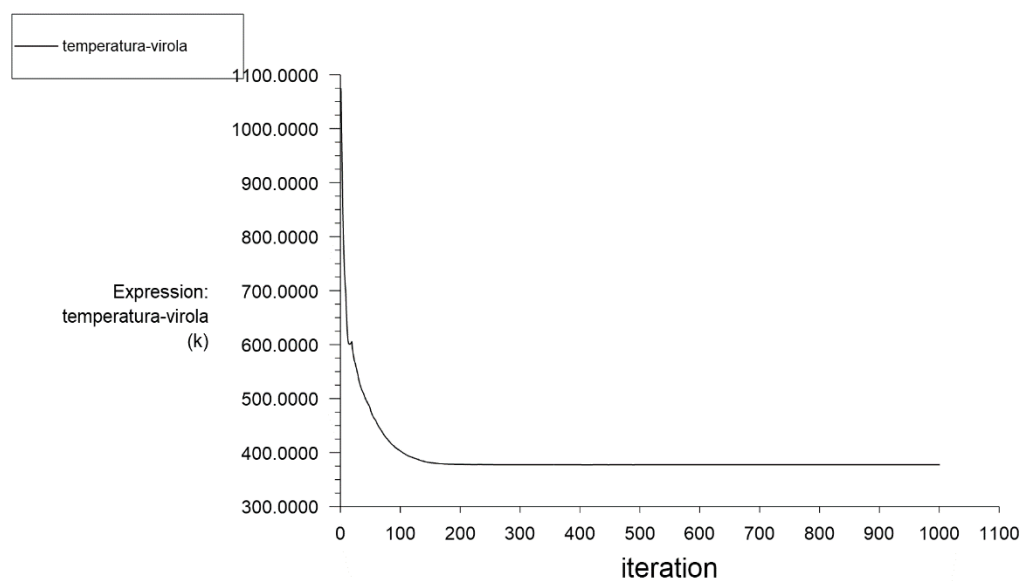


Figura 5. 5: Andamento della temperatura della virola in funzione del numero di iterazioni

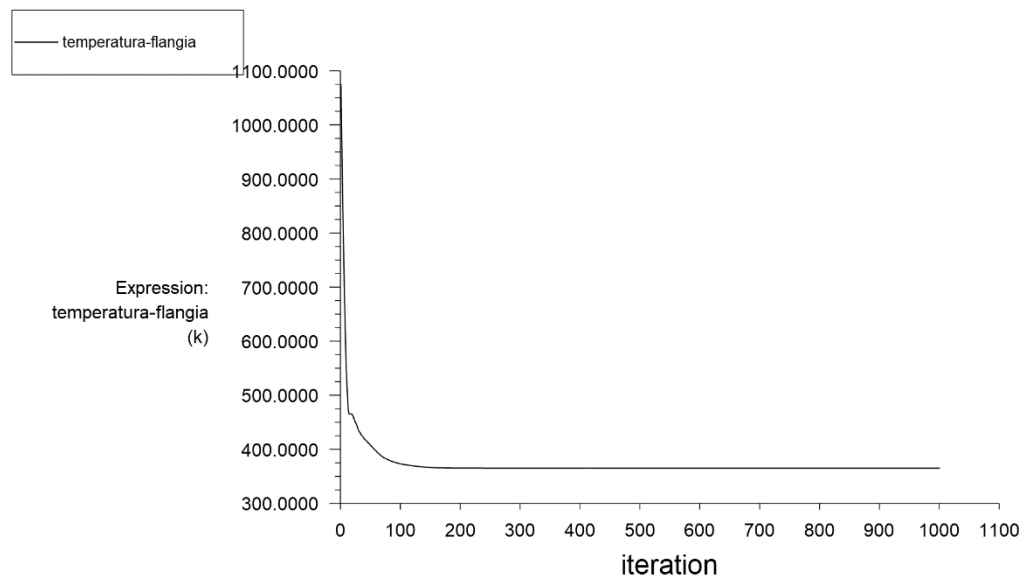


Figura 5. 6: Andamento della temperatura della flangia in funzione del numero di iterazioni

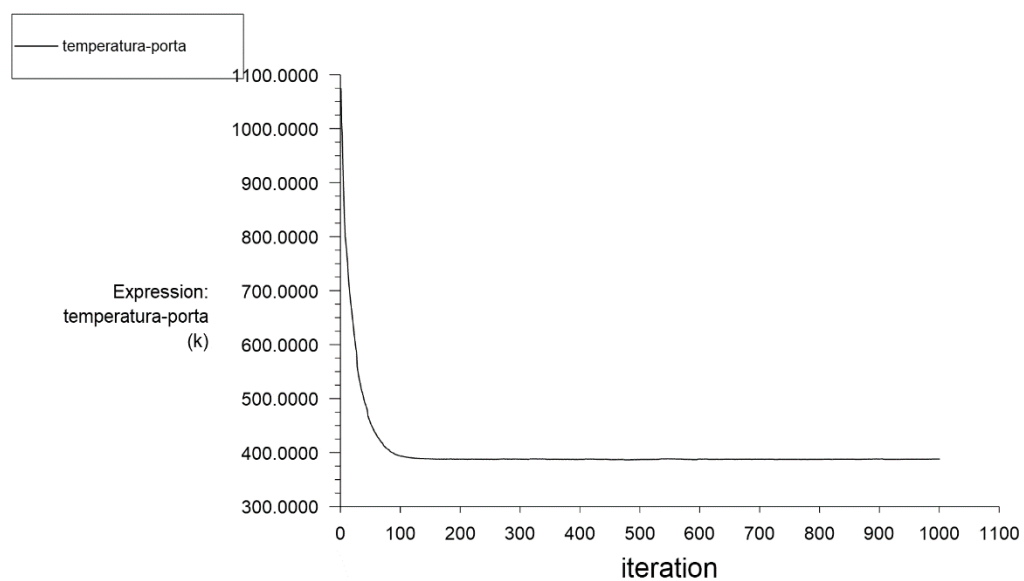


Figura 5. 7: Andamento della temperatura della porta in funzione del numero di iterazioni

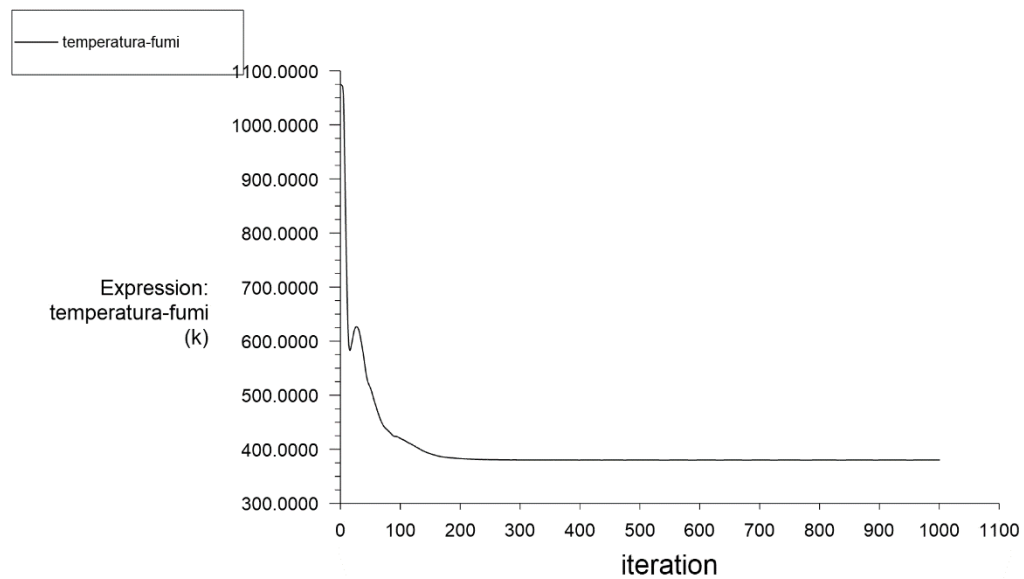


Figura 5. 8: Andamento della temperatura dei fumi in funzione del numero di iterazioni

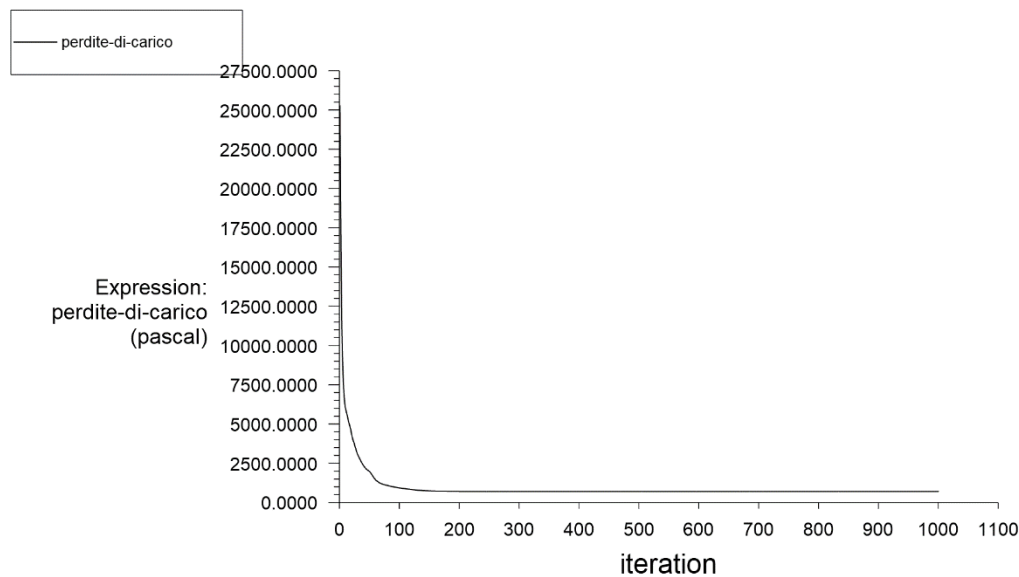


Figura 5. 9: Andamento delle perdite di carico in funzione del numero di iterazioni

5.2 Design of Experiments

In ANSYS sono disponibili diversi tipi di DoE:

- Central Composite Design (CCD)
- Optimal Space-Filling Design
- Box-Behnken Design
- Custom
- Custom + Sampling
- Sparse Grid Initialization
- Latin Hypercube Sampling Design

In questo lavoro si è scelto di adottare il Latin Hypercube Sampling Design.

Questa tecnica utilizza una forma avanzata del metodo di campionamento Monte Carlo per evitare il raggruppamento dei campioni. Lo spazio di progettazione viene suddiviso da una griglia e i design points vengono generati all'interno delle aree in modo tale che nessuna coppia di punti condivida lo stesso valore di una delle variabili. Questo permette di distribuire uniformemente i design points all'interno dello spazio

di progettazione e di ottenere un'ottima comprensione del fenomeno studiato con il minimo numero di punti. Per contro si ha che gli estremi dello spazio di progettazione non vengono necessariamente coperti.

Queste caratteristiche rendono il modello particolarmente adatto ad essere applicato agli esperimenti condotti al computer che, diversamente da quelli fisici, sono poco soggetti a rumore e pertanto non necessitano dello stesso livello di infittimento sul perimetro dello spazio di progetto.

Un altro vantaggio offerto da tale tecnica è la possibilità di specificare il numero di punti da generare, indipendentemente dal numero delle variabili. Questo consente di aumentare i punti per compensarne la mancanza sulla frontiera o di ridurli per diminuire il tempo di calcolo.

Il tempo di calcolo risparmiato facendo ricorso alla modellazione semplificata è stato in parte investito per cercare di ottenere un metamodellato più accurato: dopo aver selezionato l'impostazione User defined samples è stato impostato un numero di 70 campioni.

Da ultimo sono stati specificati i range di variabilità per le grandezze di progetto, riassunti nel seguente schema:

Variabile	Valore inferiore	Valore superiore	Classificazione	Valori consentiti
gap	0,0006	0,0009	continua	qualsiasi
lunghezza silicone	0,008	0,025	continua	qualsiasi

Tabella 5. 5: Range di variabilità delle variabili di progetto

Avviando l'algoritmo di DoE viene generata la tabella dei Design Points (Tabella 5.6), che vengono successivamente simulati per ottenere i valori delle funzioni obiettivo.

	Gap [m]	Lunghezza silicone [m]	Potenza utile [W]	Perdite di carico [Pa]	Temperatura fumi [°C]	Temperatura virola [°C]	Temperatura flangia [°C]	Temperatura porta [°C]
1	0,000799	0,013464	34041	710	108,1	103,9	93,2	115,4
2	0,000666	0,016864	34344	955	91,0	91,4	89,8	114,6
3	0,000881	0,008364	33718	620	124,7	116,6	96,2	116,4
4	0,000645	0,014921	34440	1014	87,3	88,5	88,6	113,9
5	0,000778	0,009093	34106	737	103,3	101,3	91,7	114,8

6	0,000739	0,023421	34085	806	104,5	103,4	95,0	116,3
7	0,000726	0,014193	34150	831	102,5	100,9	91,6	115,3
8	0,000662	0,023179	34351	966	90,2	91,1	91,0	115,3
9	0,000735	0,010793	34104	808	103,5	102,2	91,9	114,9
10	0,000838	0,009821	33880	665	115,7	109,8	93,8	115,3
11	0,000872	0,011764	33702	628	122,8	115,6	96,0	116,5
12	0,000846	0,009579	33854	654	117,5	111,4	94,7	116,0
13	0,000748	0,012736	34221	784	98,7	97,7	90,8	114,4
14	0,000829	0,017836	33925	672	113,7	111,9	95,4	116,5
15	0,000851	0,011521	33803	648	118,2	116,2	95,2	115,8
16	0,000619	0,020993	34483	1085	83,7	86,5	89,1	114,2
17	0,000791	0,020264	34068	720	106,0	104,1	94,4	116,3
18	0,000709	0,016379	34179	859	99,0	98,8	91,7	115,3
19	0,000606	0,009336	34499	1132	82,0	84,2	86,9	113,0
20	0,000885	0,008850	33740	618	125,5	118,8	95,6	116,2
21	0,000701	0,012493	34193	883	97,4	97,1	90,7	114,6
22	0,000654	0,024150	34364	991	88,5	90,6	90,7	115,4
23	0,000688	0,010307	34274	910	94,7	94,9	89,9	114,3
24	0,000684	0,018564	34290	916	93,9	95,5	90,9	115,2
25	0,000821	0,016136	33963	685	111,4	107,2	94,6	116,2
26	0,000641	0,020021	34406	1018	86,4	87,6	89,3	113,9
27	0,000761	0,017593	34173	764	100,6	100,8	92,2	114,8
28	0,000812	0,024636	33992	693	110,4	108,0	96,8	117,4
29	0,000769	0,012007	34140	750	102,5	101,8	92,0	115,1
30	0,000868	0,019293	33803	643	120,4	117,1	97,8	117,0
31	0,000722	0,020507	34196	843	101,4	100,3	93,1	115,7
32	0,000624	0,013707	34473	1073	84,0	85,3	88,0	113,6
33	0,000894	0,021479	33710	608	126,8	119,8	99,8	118,2
34	0,000632	0,012250	34452	1052	85,0	86,6	88,4	114,6
35	0,000782	0,011036	34120	730	104,9	102,1	91,9	115,1
36	0,000889	0,022693	33738	614	125,5	119,9	100,3	118,6
37	0,000658	0,024879	34351	981	89,3	90,8	91,3	115,5
38	0,000615	0,015407	34484	1098	82,8	84,8	87,9	113,5
39	0,000718	0,013950	34200	849	100,8	100,1	91,8	115,1
40	0,000692	0,018079	34283	899	95,7	96,5	91,4	115,2
41	0,000731	0,010550	34110	823	103,1	102,0	91,8	115,0
42	0,000898	0,019779	33711	605	127,7	121,2	98,8	117,9
43	0,000864	0,018321	33816	637	120,4	117,0	96,9	117,0
44	0,000671	0,021721	34272	944	91,2	92,7	90,9	115,3
45	0,000859	0,017350	33780	641	120,1	112,9	96,8	116,9

46	0,000752	0,011279	34206	774	99,4	98,3	91,4	115,2
47	0,000816	0,008121	33988	688	111,2	107,7	93,1	115,1
48	0,000744	0,010064	34103	797	104,7	103,0	92,1	114,9
49	0,000825	0,019536	33928	678	113,1	112,2	96,0	116,7
50	0,000842	0,021964	33851	659	116,4	112,3	97,9	117,7
51	0,000696	0,018807	34217	885	96,8	96,6	91,5	115,3
52	0,000649	0,013221	34402	999	88,0	89,0	88,5	114,0
53	0,000756	0,014679	34133	772	99,9	98,2	91,6	115,1
54	0,000804	0,020750	34019	704	108,9	105,6	95,2	116,5
55	0,000675	0,019050	34313	940	92,3	93,0	90,6	114,9
56	0,000611	0,014436	34472	1120	82,4	84,6	88,0	113,5
57	0,000774	0,024393	34137	746	103,1	100,9	94,9	116,7
58	0,000705	0,008607	34252	868	97,5	98,0	90,2	114,2
59	0,000628	0,016621	34445	1059	84,4	86,3	88,5	114,0
60	0,000786	0,015893	34097	728	105,1	104,5	92,9	115,6
61	0,000855	0,022936	33764	645	119,1	112,9	98,2	117,5
62	0,000795	0,012979	34027	713	107,0	104,6	92,8	114,9
63	0,000636	0,022450	34455	1042	85,6	87,3	89,6	114,2
64	0,000765	0,017107	34159	757	101,8	100,7	92,1	115,2
65	0,000808	0,023664	34005	698	109,4	108,0	96,4	117,2
66	0,000834	0,023907	33906	667	114,5	112,2	97,4	117,2

Tabella 5. 6: Design Points generati dal DoE

All'interno della Tabella 5.6 sono presenti solamente 66 Design Points; 4 delle configurazioni simulate sono infatti state eliminate in quanto non restituivano risultati plausibili.

Una volta ottenuti i valori degli output vengono generati automaticamente dei grafici che permettono di visualizzare i risultati ottenuti, mettendo in relazione le variabili di progetto e le funzioni obiettivo. Nelle figure riportate nel seguito la linea spezzata di colore azzurro rappresenta l'andamento della grandezza considerata in funzione del gap, mentre quella di colore arancione descrive l'andamento della stessa grandezza in funzione della lunghezza del silicone.

Ad una prima analisi visiva si nota una certa difficoltà nello stabilire una correlazione tra la lunghezza del silicone e i parametri di output. Al contrario il gap sembra influire in modo decisivo su ognuno di essi: un aumento di tale parametro comporta per ogni grandezza un andamento mediamente crescente o decrescente più o meno marcato.

Le Figure 5.10, 5.12 e 5.13 tuttavia evidenziano, per la potenza utile, la temperatura

dei fumi e la temperatura della virola, la presenza di un salto a cavallo delle configurazioni con gap 0,00074357 e con gap 0,00074786. Non è ancora chiaro se questo sia dovuto ad un artefatto numerico o se vi sia sotto una ragione fisica; tuttavia è opportuno tenere conto del fatto che le temperature che lo caratterizzano (circa 5 [°C]) sono molto piccole rispetto alle temperature in gioco.

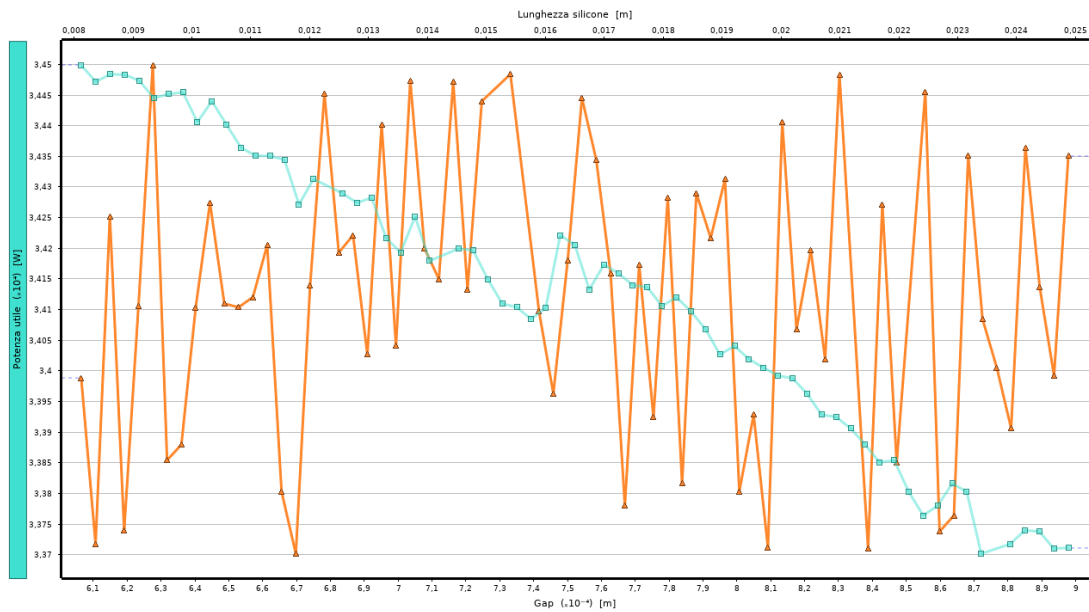


Figura 5. 10: Potenza utile in funzione di gap e lunghezza silicone

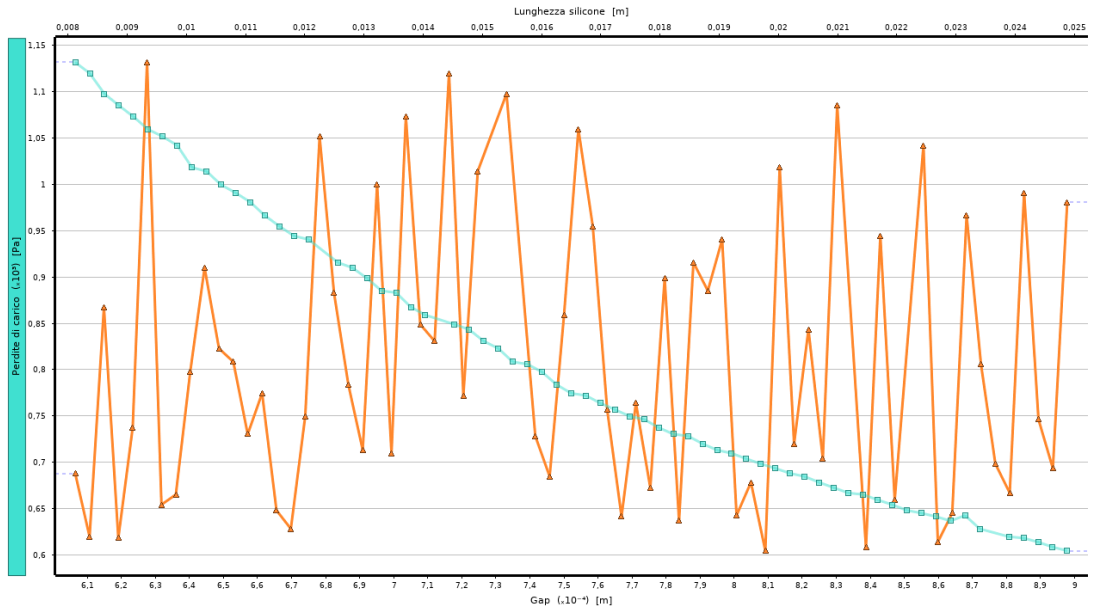


Figura 5. 11: Perdite di carico in funzione di gap e lunghezza silicone

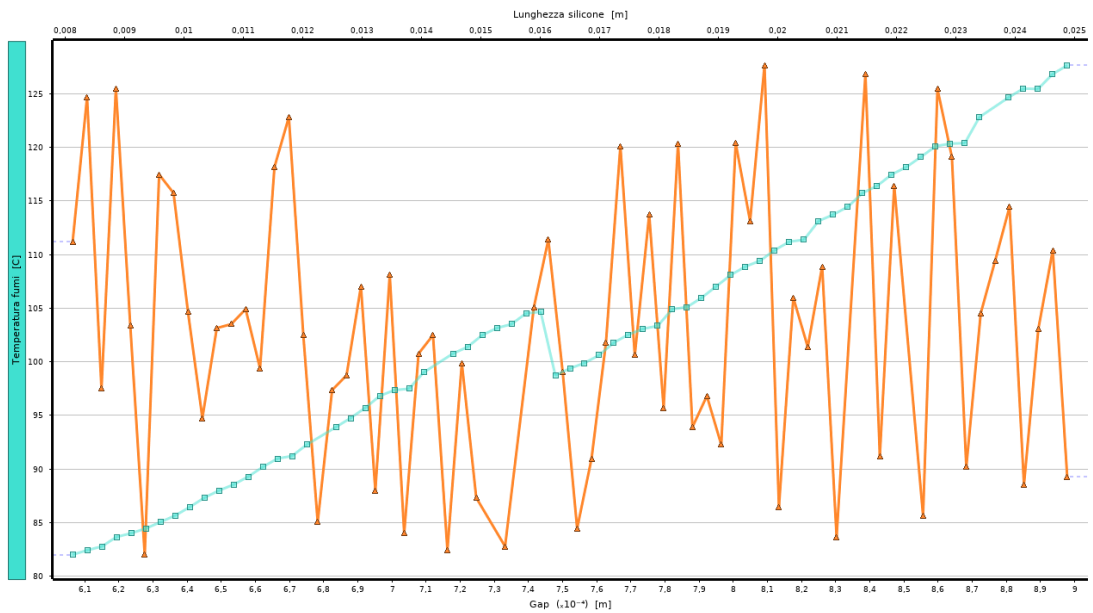


Figura 5. 12: Temperatura fumi in funzione di gap e lunghezza silicone

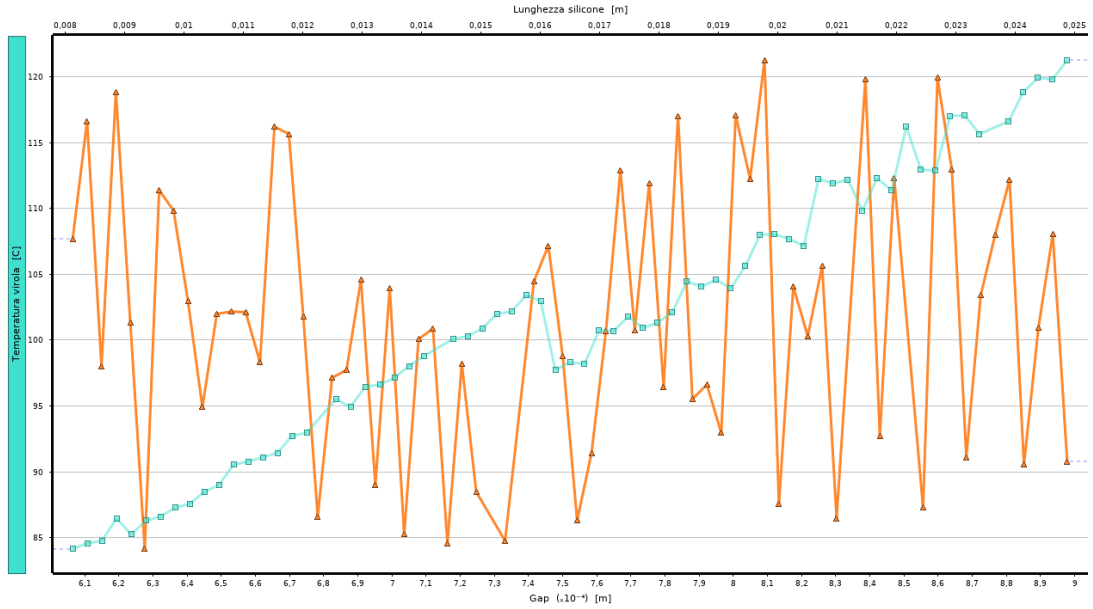


Figura 5. 13: Temperatura viola in funzione di gap e lunghezza silicone

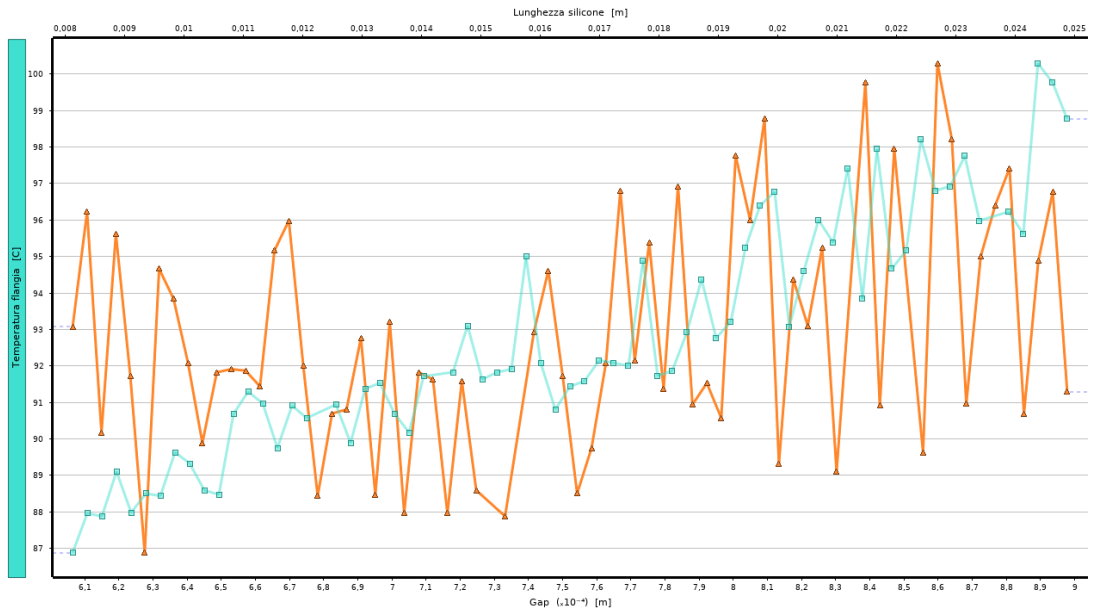


Figura 5. 14: Temperatura flangia in funzione di gap e lunghezza silicone

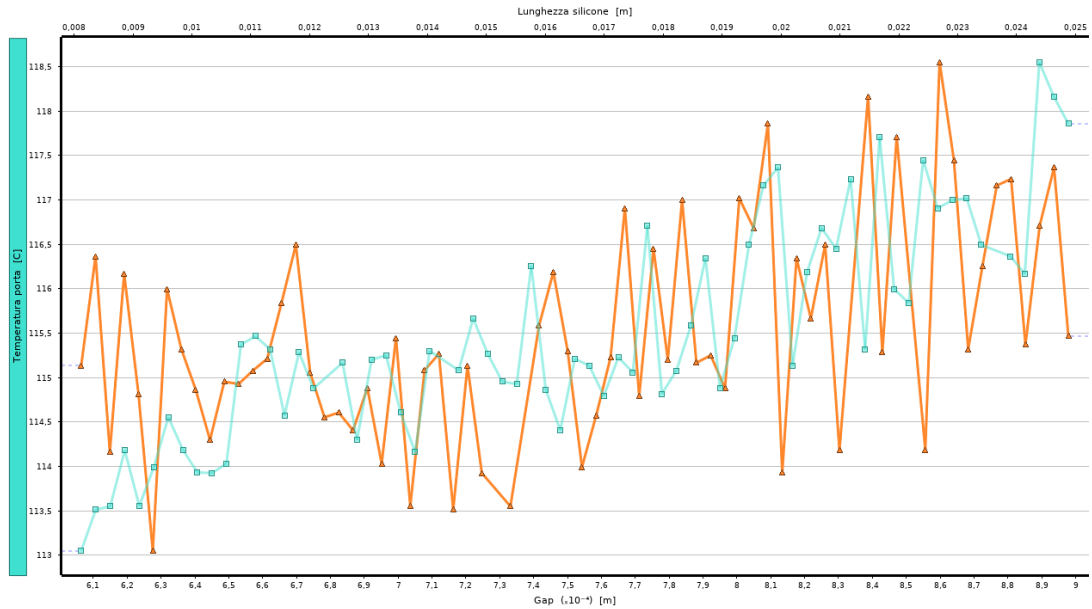


Figura 5. 15: Temperatura porta in funzione di gap e lunghezza silicone

5.3 Response surface

Una volta eseguito il DoE vengono utilizzati gli algoritmi delle superfici di risposta per realizzare un'interpolazione dei dati ottenuti per ogni grandezza.

Anche in questo caso in ANSYS sono presenti diversi metodi:

- Genetic Aggregation
- Standard Response Surface – Full 2nd Order Polynomials
- Kriging
- Non Parametric Regression
- Neural Network
- Sparse Grid

Il processo di creazione delle superfici di risposta richiede dei tempi di calcolo talmente ridotti da consentire di testare tutte le tecniche citate, in questo modo è possibile scegliere quella che meglio approssima la distribuzione di punti ottenuta. Questo richiede naturalmente un'analisi critica e una corretta interpretazione dei fenomeni descritti dai risultati del DoE.

Dopo un'attenta analisi è stato selezionato l'algoritmo Standard Response Surface – Full 2nd Order Polynomials. Questo metodo utilizza una superficie polinomiale per approssimare i dati, descritta nella forma:

$$y = \beta_0 + \sum_{i=1}^k \beta_i x_i + \sum_{i=1}^k \beta_{ii} x_i^2 + \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^k \beta_{ij} x_i x_j$$

in cui y è il valore stimato, x_i e x_j sono le variabili di progetto, β_0 , β_i , β_{ii} , β_{ij} sono i coefficienti di regressione.

Per determinare i coefficienti di regressione viene tipicamente utilizzato il metodo dei minimi quadrati; tale operazione richiede l'utilizzo di un numero sufficiente di campioni.

Al termine del processo di generazione delle superfici di risposta è stato possibile visualizzare:

- le superfici tridimensionali che legano ogni funzione obiettivo alle due variabili di progetto
- le proiezioni sul piano delle stesse superfici
- un istogramma che descrive l'impatto che ha la variazione di ogni singola variabile di progetto sulle diverse funzioni obiettivo, comunemente chiamata analisi di sensitività
- i valori massimi e minimi che ogni output assume all'interno dello spazio di progetto

Tutti i risultati grafici sono riportati al termine di questa sezione.

Le proiezioni delle superfici di risposta sul piano consentono di avere una visione chiara e precisa dell'andamento delle funzioni obiettivo al variare dei due parametri.

Dalla Figura 5.22 si nota come ad un aumento del gap corrisponda una diminuzione della potenza utile, che tuttavia rimane pressoché insensibile alla variazione della lunghezza del silicone. Ciò è dovuto al fatto che, a parità di portata introdotta, l'aumento della sezione di passaggio tra le spire comporta una riduzione della velocità del flusso e dunque anche del coefficiente di scambio termico convettivo.

Nel caso delle perdite di carico l'andamento è del tutto analogo: all'aumentare della sezione di passaggio il loro valore cala drasticamente per via della diminuzione della velocità (Figura 5.23). Come è logico supporre, la variazione della dimensione del silicone non incide sulle perdite.

Da Figura 5.24, Figura 5.25, Figura 5.26 e Figura 5.27 si nota un aumento di tutte le temperature d'interesse in conseguenza dell'allargamento del gap. Tale comportamento è giustificato dal fatto che l'energia termica che non è stata ceduta alle spire va a ripartirsi tra i diversi componenti e in parte viene immagazzinata dai fumi in uscita.

Sebbene la variazione della lunghezza del silicone non abbia alcun effetto sulle temperature dei fumi e della virola, lo stesso non si può dire per le temperature di flangia e porta. Dalla Figura 5.28 si evidenzia come un allungamento del silicone comporti un aumento della temperatura della flangia che, per via della sua elevata conducibilità, trasferisce parte dell'energia termica accumulata alla porta.

L'istogramma di Figura 5.30 riassume bene quanto detto finora, andando a quantificare in modo preciso l'impatto percentuale (positivo o negativo) che le variabili di progetto hanno sulle sei funzioni obiettivo.

Infine in Tabella 5.7 vengono riportati i valori massimi e minimi ottenuti per ogni funzione obiettivo.

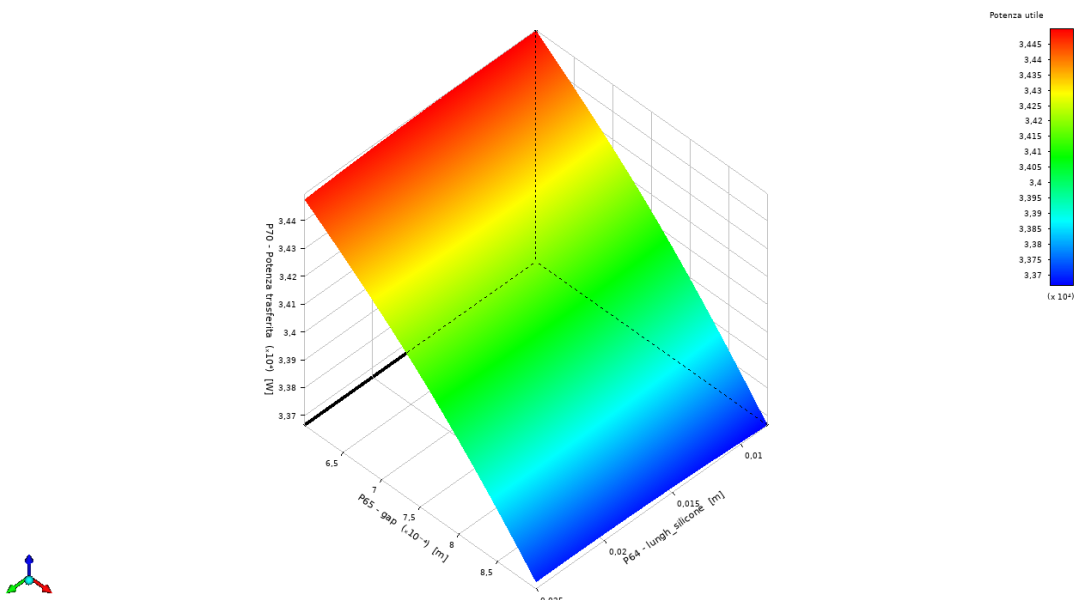


Figura 5. 16: Superficie di risposta relativa alla potenza utile

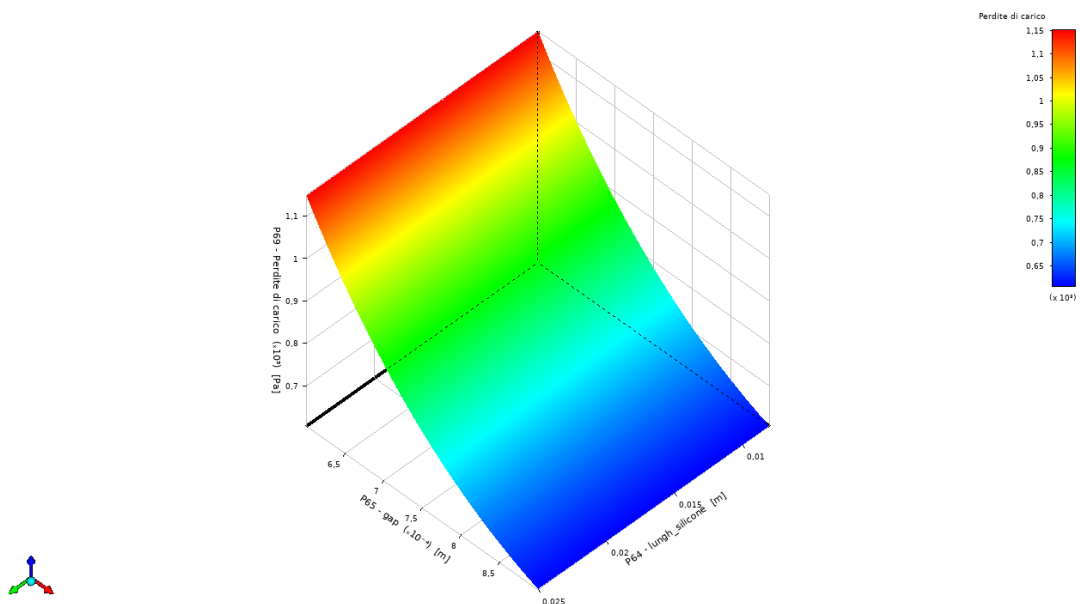


Figura 5. 17: Superficie di risposta relativa alle perdite di carico

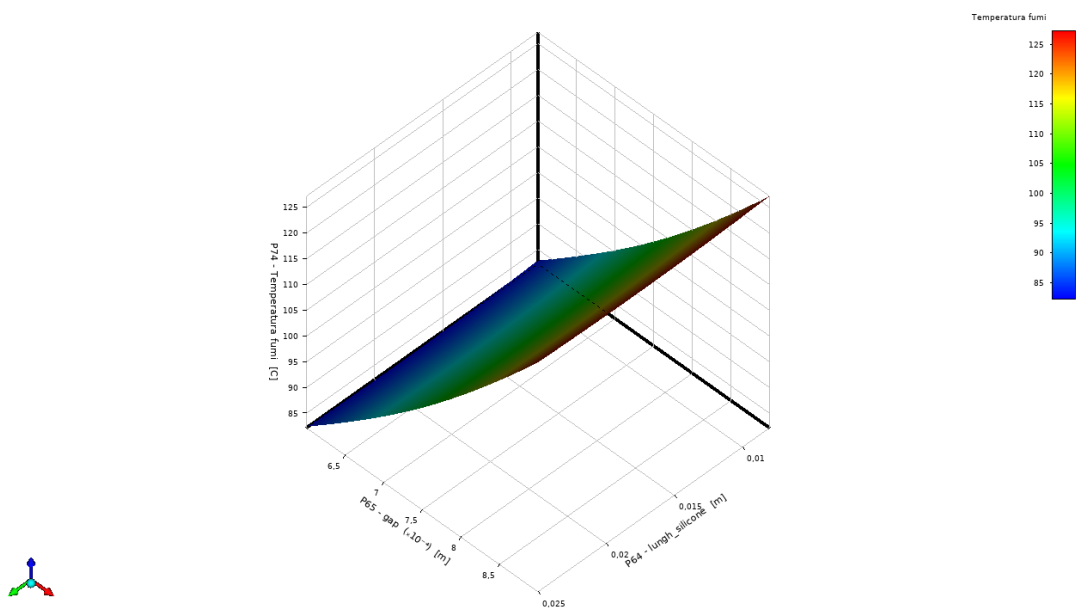


Figura 5. 18: Superficie di risposta relativa alla temperatura fumi

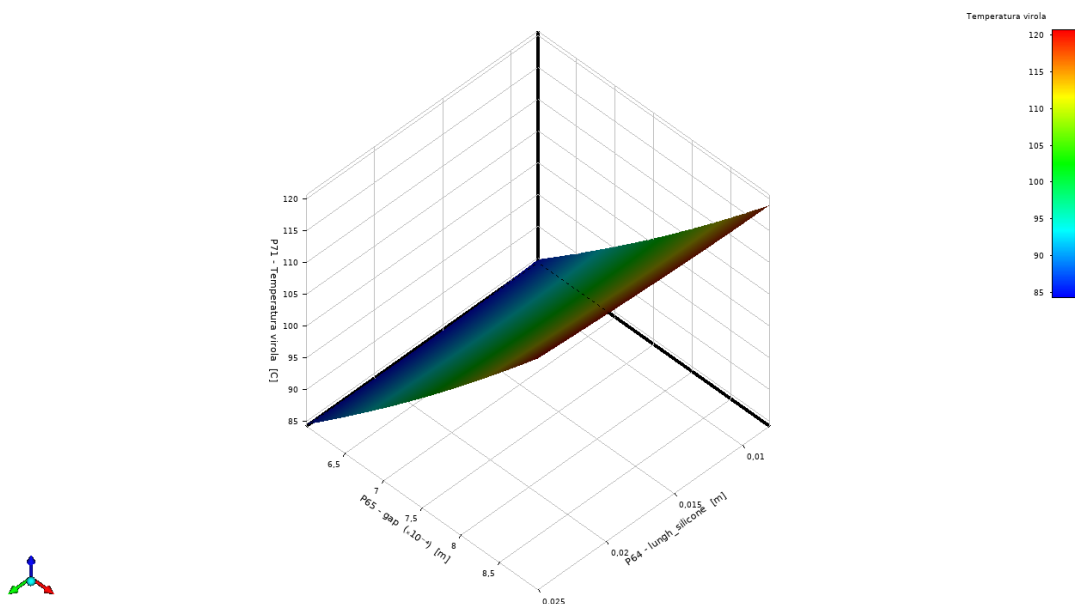


Figura 5. 19: Superficie di risposta relativa alla temperatura virola

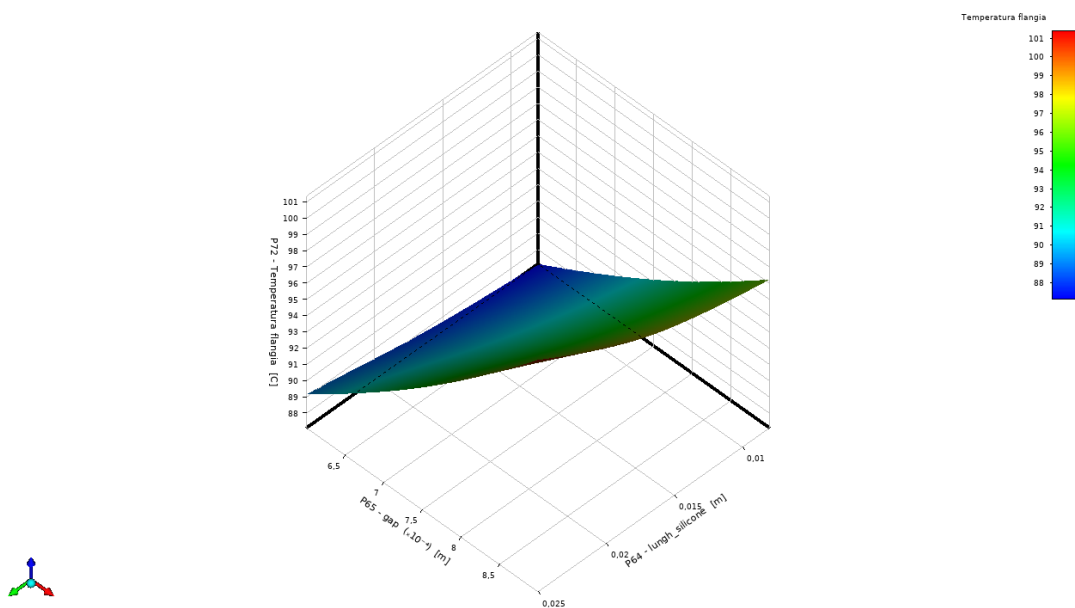


Figura 5. 20: Superficie di risposta relativa alla temperatura flangia

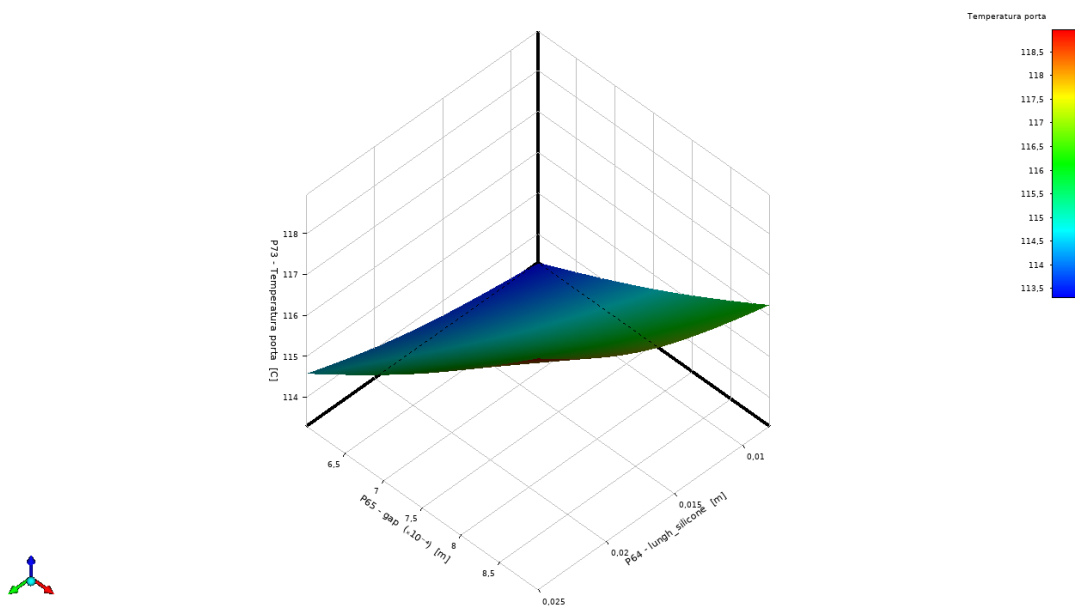


Figura 5. 21: Superficie di risposta relativa alla temperatura porta

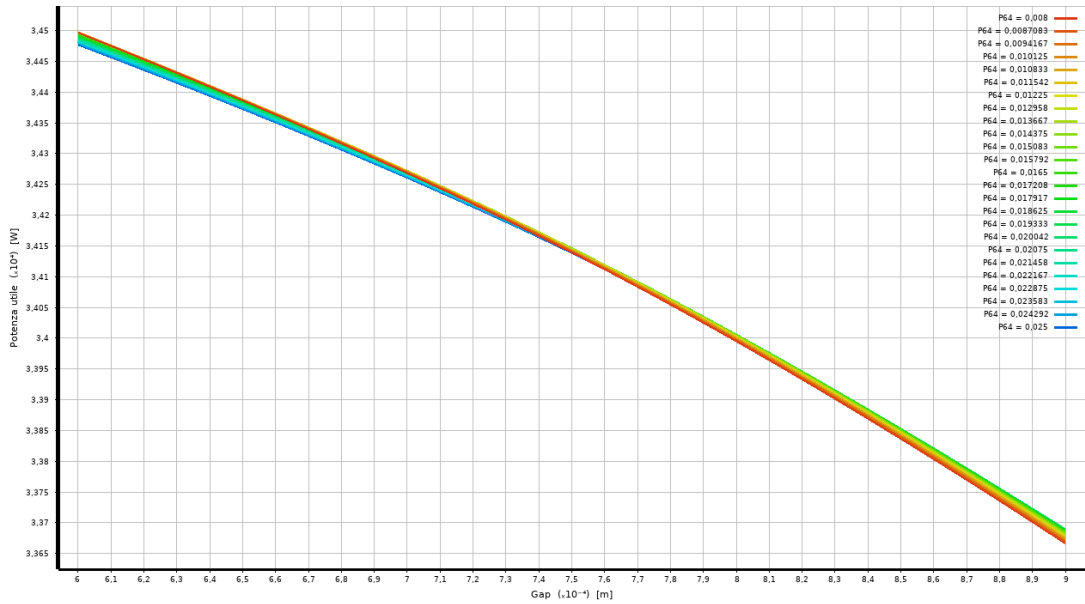


Figura 5. 22: Potenza utile in funzione del gap

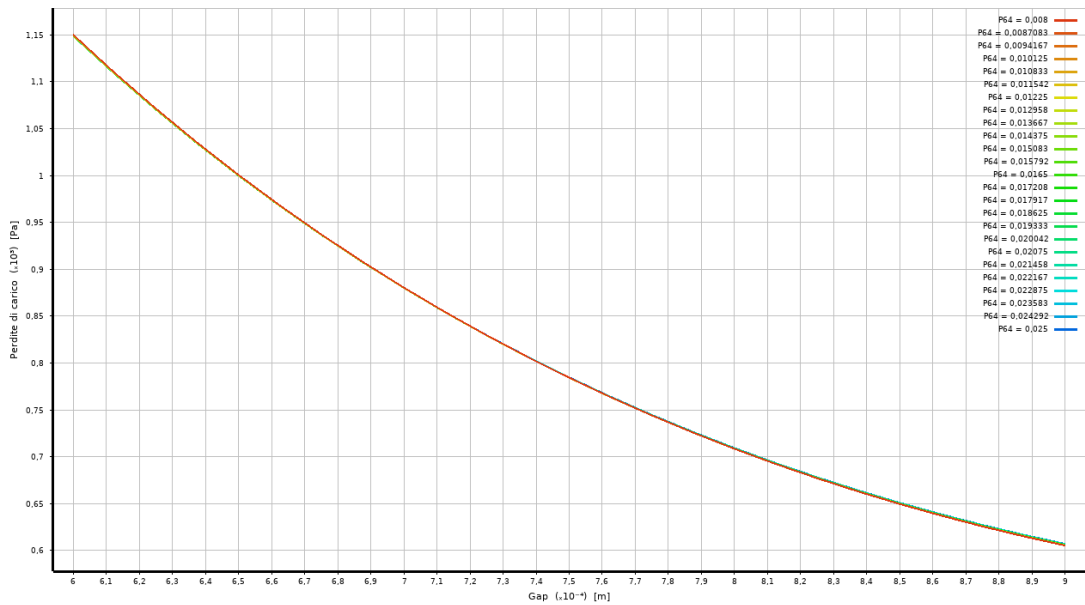


Figura 5. 23: Perdite di carico in funzione del gap

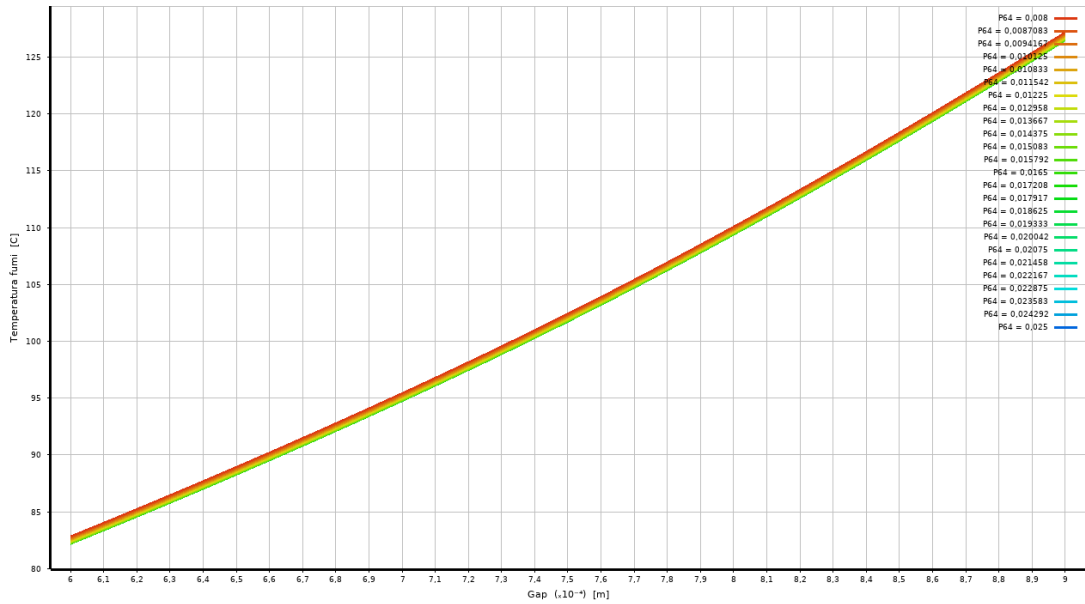


Figura 5. 24: Temperatura fumi in funzione del gap

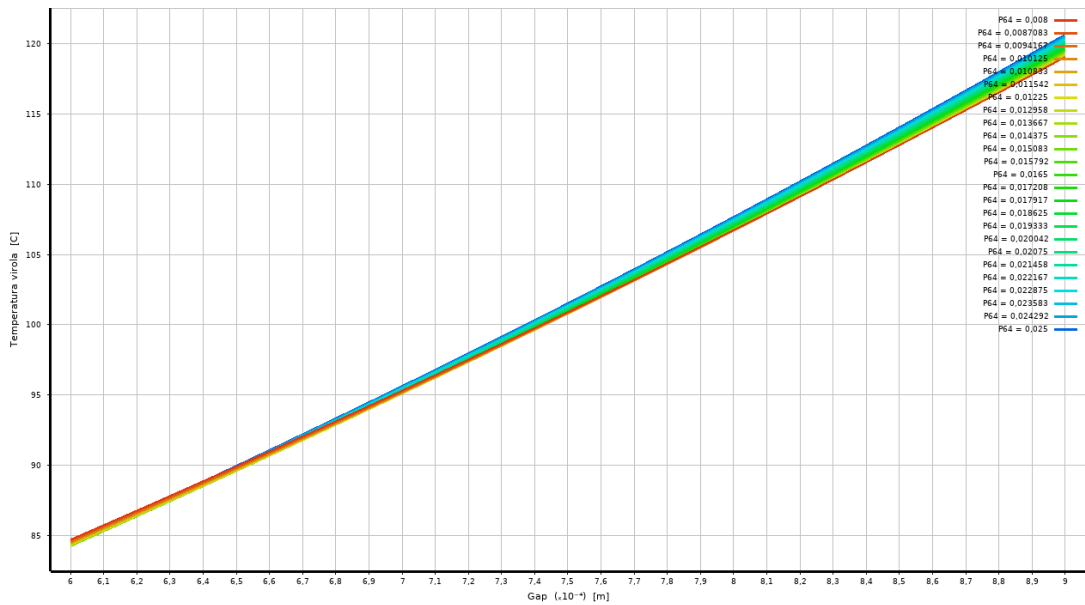


Figura 5. 25: Temperatura viola in funzione del gap

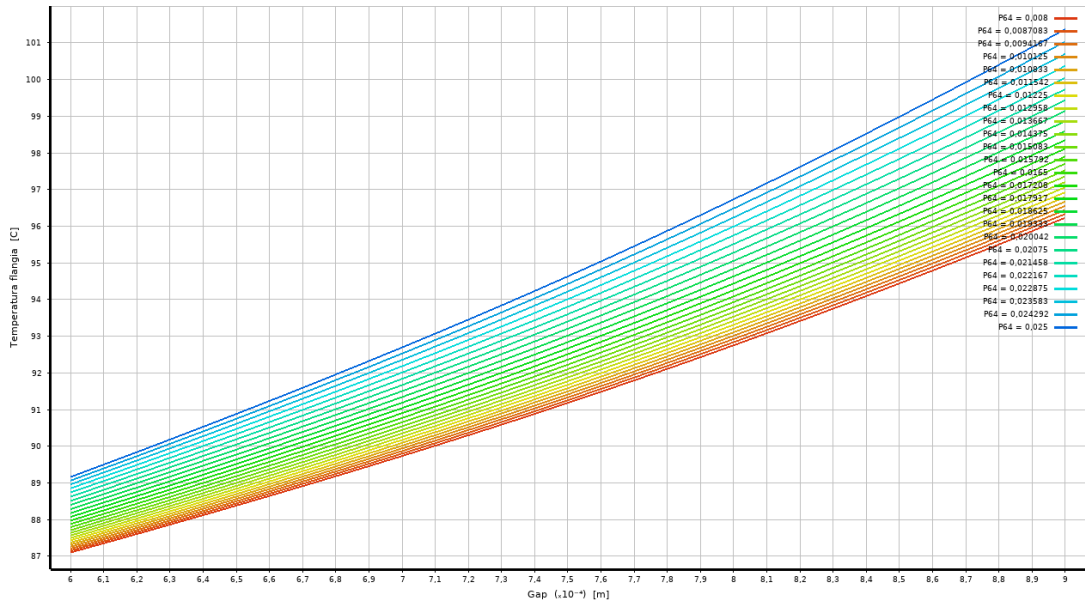


Figura 5. 26: Temperatura flangia in funzione del gap

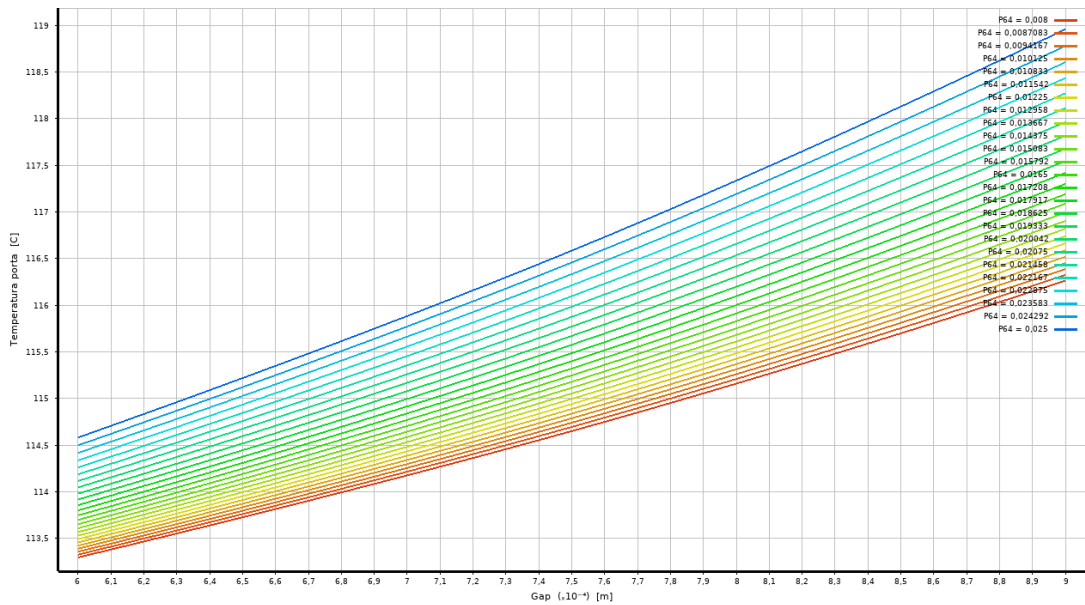


Figura 5. 27: Temperatura porta in funzione del gap

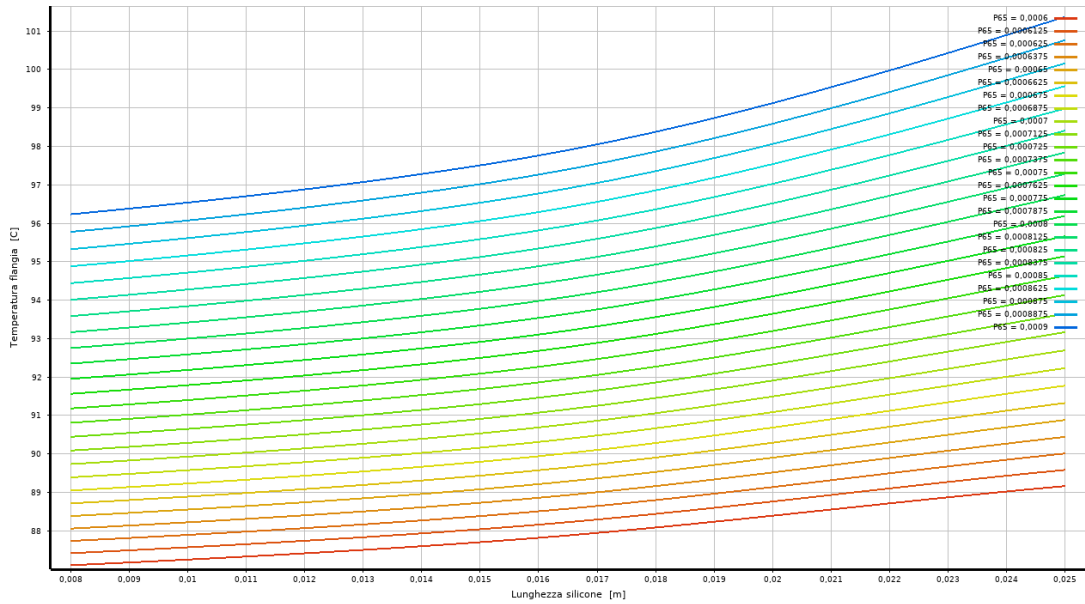


Figura 5. 28: Temperatura flangia in funzione della lunghezza silicone

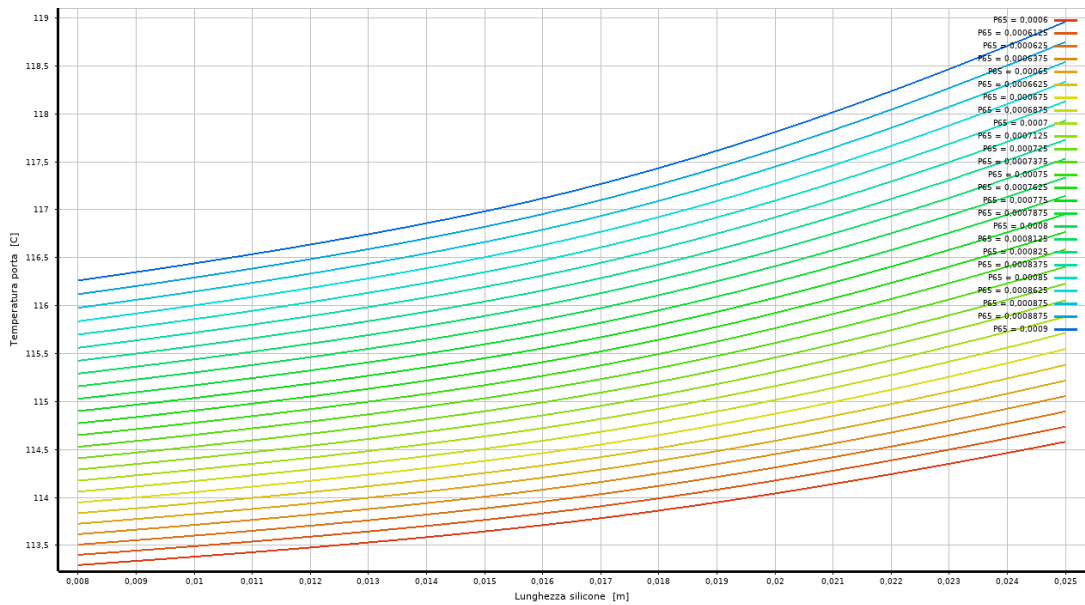


Figura 5. 29: Temperatura porta in funzione della lunghezza silicone

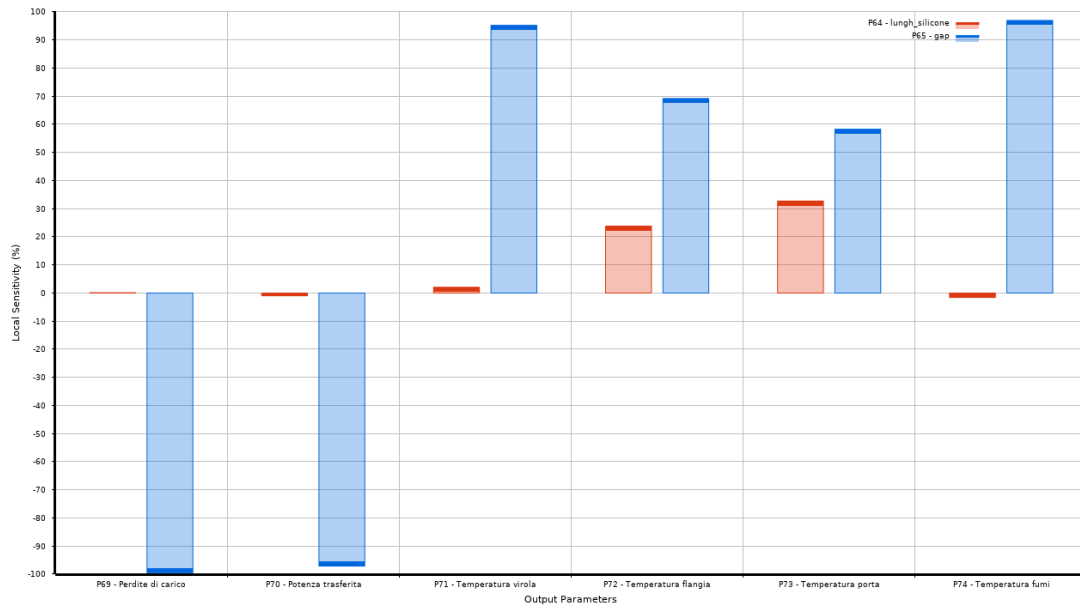


Figura 5.30: Analisi di sensitività

	Potenza utile [W]	Perdite di carico [Pa]	Temperatura fumi [°C]	Temperatura virola [°C]	Temperatura flangia [°C]	Temperatura porta [°C]
Max	34497	1151	127,2	120,7	101,4	119,0
Min	33666	605	82,2	84,2	87,1	113,3

Tabella 5.7: Valori massimi e minimi delle funzioni obiettivo

5.4 Optimization

Le possibili scelte per l'algoritmo di ottimizzazione sono:

- Screening
- MOGA
- NLPQL
- MISQP
- Adaptive Single-Object
- Adaptive Multiple-Objective

Il problema analizzato, per via delle sue caratteristiche, vede ristretto il campo di scelta alle prime due opzioni.

Il MOGA (Multi-Objective Genetic Algorithm) è una variante ibrida del NSGA-II (Non-Dominated Sorted Genetic Algorithm-II), basato sui concetti di elitismo controllato. Il termine “genetico” indica un procedimento euristico ispirato al principio della selezione naturale ed evoluzione biologica teorizzato da Charles Darwin.

Tale algoritmo si basa sulla generazione di un insieme di soluzioni iniziali, detto popolazione iniziale, che evolve nel corso di un certo numero di iterazioni, chiamate generazioni. Ad ogni generazione viene creata una nuova popolazione di soluzioni per mezzo di tre meccanismi: selezione, crossover e mutazione. In questo modo le soluzioni tendono a convergere verso una soluzione di ottimo.

Il MOGA supporta tutti i tipi di parametri di input e consente la ricerca di obiettivi multipli anche in presenza di vincoli. Esso permette inoltre di generare un nuovo set di campioni da cui partire o di ricorrere ad uno già esistente, prestandosi ad essere utilizzato sia per una Response Surface Optimization, sia per una Direct Optimization.

Si è scelto di utilizzare tale algoritmo per via della sua versatilità, della sua capacità di inseguire efficacemente l’ottimo globale e per il suo elevato grado di accuratezza. Questi pregi vengono pagati con la necessità di generare numerosi design point per arrivare a determinare la frontiera di Pareto, dunque con un elevato tempo di calcolo. Tuttavia, l’impiego del MOGA all’interno di una procedura di Response Surface Optimization consente all’algoritmo di evolvere verso l’ottimo utilizzando le soluzioni già note (dalle superfici), annullando così il tempo di calcolo delle stesse e permettendo l’utilizzo di un numero particolarmente elevato di design point.

Prima di selezionare le impostazioni specifiche del metodo sono stati definiti i vincoli e le funzioni obiettivo, riportati in Tabella 5.8:

	Obiettivo		Vincolo		Supporto alla decisione	
	Tipo	Target	Tipo	Tolleranza	Importanza	Gestione
Potenza utile	Massimizza	34497 [W]	No vincolo	/	Default	/
Perdite di carico	Minimizza	605 [Pa]	No vincolo	/	Default	/
Temperatura fumi	Minimizza	82,2 [°C]	No vincolo	/	Default	/
Temperatura virola	No obiettivo	/	≤120 [°C]	0,5 [°C]	Default	Rigida
Temperatura flangia	No obiettivo	/	≤100 [°C]	0,5 [°C]	Default	Rigida
Temperatura porta	No obiettivo	/	≤120 [°C]	0,5 [°C]	Default	Rigida

Tabella 5. 8: Vincoli e funzioni obiettivo

I valori di target scelti per le funzioni obiettivo coincidono con i valori massimi/minimi individuati dall'algoritmo di Response Surface all'interno dello spazio di progetto.

I vincoli sulle temperature sono invece gli stessi richiesti dall'azienda per i rispettivi componenti.

A tutte le funzioni è stata assegnata pari importanza (default) all'interno del processo di supporto alla decisione che segue la fase di individuazione della frontiera di Pareto.

Per il MOGA è stata selezionata una popolazione iniziale di 2000 campioni ed altri 400 campioni per ogni iterazione, per un numero massimo di 20 iterazioni.

Sotto queste condizioni l'algoritmo ha raggiunto la convergenza dopo 7 iterazioni, corrispondenti a 3755 campioni valutati (Figura 5.31).

Dopo aver generato la frontiera di Pareto (Figura 5.32), il software ha selezionato tre possibili configurazioni di ottimo (o candidate points) secondo i criteri scelti. Tali configurazioni, riassunte in Tabella 5.9, presentano dei risultati praticamente coincidenti. La configurazione di ottimo si trova ad un valore del gap leggermente inferiore a quello del prototipo e ad un valore della lunghezza del silicone circa pari al doppio.

Mettendo a confronto uno dei candidate points (si prenda il primo) con la configurazione base studiata nei Capitoli 3 e 4 (Figura 5.33) si nota che la principale grandezza d'interesse, ossia la potenza utile, aumenta di solo lo 0,5%, a fronte di un aumento considerevole delle perdite di carico (+15,4%). Per quanto riguarda le temperature, la nuova configurazione beneficia di una riduzione delle stesse in corrispondenza della virola e dei fumi in uscita.

Da un punto di vista pratico tale setup non costituisce una soluzione di particolare interesse in quanto non si dimostra in grado di conseguire dei miglioramenti significativi rispetto alla configurazione base già adottata per il prototipo.

In conclusione si può affermare che il setup del prototipo realizzato da Valmex rappresenta già un punto di ottimo, eventualmente migliorabile solo attraverso lo studio dell'influenza di nuove variabili di progetto ad oggi non considerate, che permettano di agire in modo più selettivo sulla potenza utile, con un minor impatto sulle perdite di carico.

Infine è importante sottolineare come possa rivelarsi utile effettuare ulteriori indagini per comprendere più a fondo la natura del salto riscontrato per alcune delle grandezze d'interesse. Una migliore valutazione di tale fenomeno può infatti portare a scegliere

un differente algoritmo di Response surface ed eventualmente a riconsiderare le soluzioni ottenute.

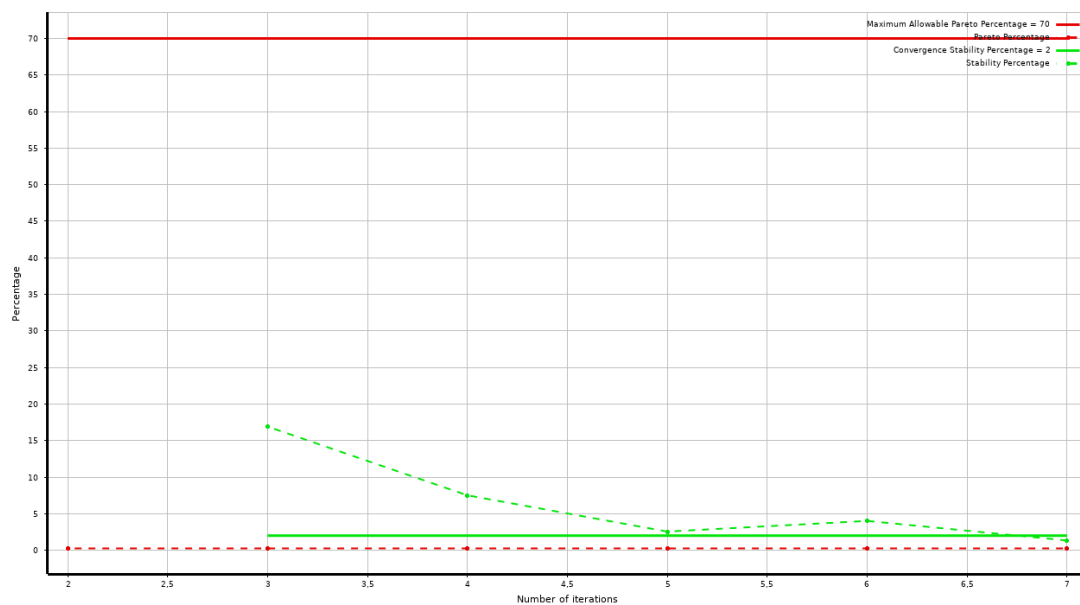


Figura 5. 31: Convergenza dell'algoritmo

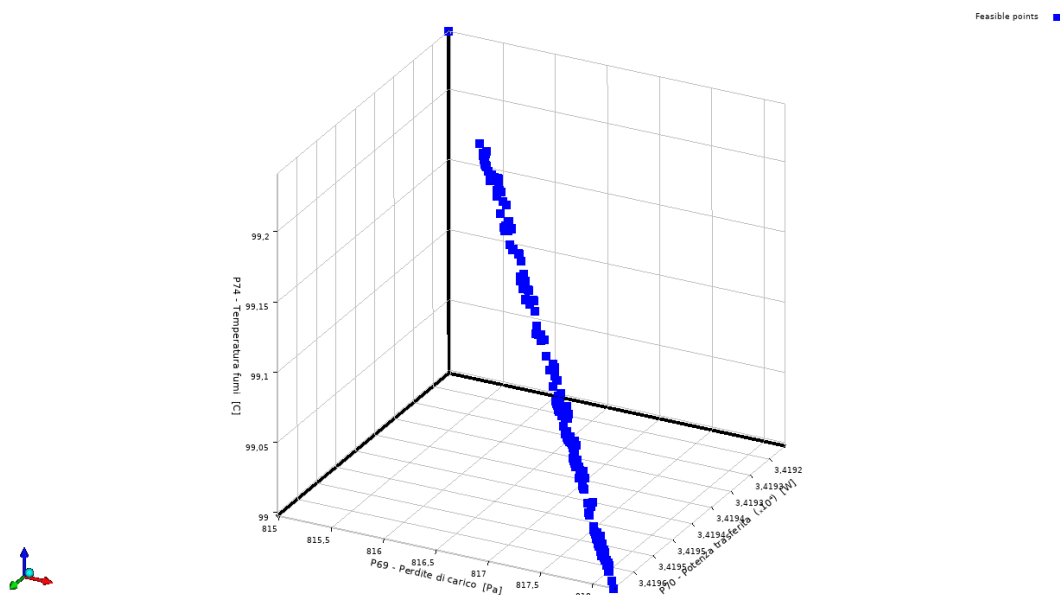


Figura 5. 32: Frontiera di Pareto

	Gap [m]	Lunghezza a Silicone [m]	Potenza utile [W]	Perdite di carico [Pa]	Temperatura a fumi [°C]	Temperatura a virola [°C]	Temperatura a flangia [°C]	Temperatura a porta [°C]
Cand. 1	0,00073091	0,016888	34196	818,2	99,0	98,67	91,82	115,15
Cand. 2	0,00073094	0,016959	34196	818,2	99,0	98,68	91,83	115,16
Cand. 3	0,00073097	0,017036	34196	818,1	99,0	98,69	91,85	115,16
Modello base	0,0008	0,008	34038	704,0	108,8	104,80	92,00	115,00

Tabella 5. 9: Candidate Points

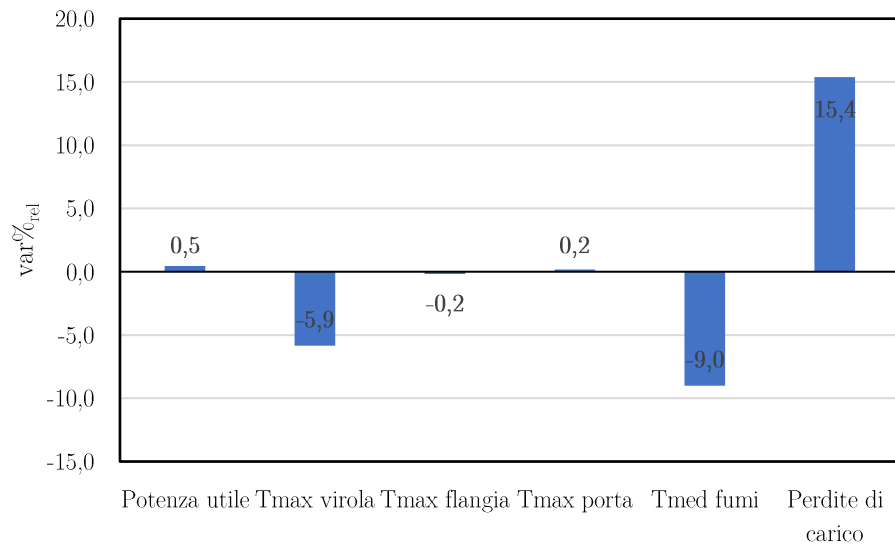


Figura 5. 33: Confronto tra Candidate Point 1 e configurazione base

Conclusioni

In questa tesi è stato preso in esame un prototipo di scambiatore di calore con lo scopo di studiarne e migliorarne le prestazioni mediante l'utilizzo della tecnica della fluidodinamica computazionale.

Dopo aver determinato le condizioni di funzionamento, si è scelto di realizzarne un modello numerico semplificato, di tipo bidimensionale assialsimmetrico, in modo da abbattere gli oneri computazionali ed agevolare l'implementazione di un processo automatizzato di ottimizzazione parametrica. La geometria originale, di natura essenzialmente non assialsimmetrica, ha richiesto la messa a punto di alcune semplificazioni, mirate a riprodurre più fedelmente possibile il comportamento reale. Successivamente è stata generata la griglia di calcolo, ricercando il miglior compromesso tra qualità e accuratezza dei risultati.

Nella fase di definizione del setup numerico sono stati introdotti il modello di turbolenza k-w SST, il modello di radiazione S2S e l'equazione dell'energia, in modo da riprodurre i fenomeni fisici caratteristici del problema. Per mantenere il modello più versatile e leggero possibile in termini computazionali si è scelto di non introdurre alcun modello per le specie chimiche, considerando l'aria come fluido processato. Una volta definite le proprietà termofisiche dell'aria e dei materiali relativi ai diversi componenti dello scambiatore, sono state impostate le condizioni al contorno, alcune delle quali ricercate in letteratura, mentre altre ricavate da un processo iterativo.

Il solutore utilizzato è il Pressure based e lo schema di discretizzazione il Second Order Upwind, selezionato solo dopo aver ottenuto una soluzione stabile ed attendibile a seguito di una serie di iterazioni condotte con il First Order Upwind. Un opportuno utilizzo degli Pseudo transient explicit relaxation factors e del Time scale factor ha permesso di ottenere la convergenza ad un valore dei residui notevolmente ridotto. I risultati così ottenuti sono stati confrontati con quelli relativi ad un modello di riferimento dalla griglia di calcolo molto più fitta (1134000 elementi), sviluppato appositamente. Il confronto ha confermato la mesh indipendenza della soluzione del

modello utilizzato (128000 elementi), che si è inoltre dimostrato essere il miglior compromesso tra accuratezza e costi computazionali.

Il passo successivo è stato quello di comparare i dati ottenuti con quelli sperimentali, relativi agli ultimi test condotti dall'azienda sul prototipo, valutando i valori delle variazioni relative percentuali per ogni grandezza d'interesse. Queste si attestano attorno ad un valore medio di circa il 2,6%, con un picco massimo di 6,9% per la temperatura massima della flangia, probabilmente imputabile al fatto che il componente reale, non esattamente assialsimmetrico, mostra un punto critico intrinsecamente non rilevabile dal modello numerico. Quest'ultimo riesce tuttavia a descrivere molto accuratamente il valore medio della stessa temperatura, con una variazione dello 0,2%. Tali risultati sono da considerarsi più che soddisfacenti, soprattutto alla luce delle ambiziose semplificazioni introdotte, pertanto il modello può ritenersi validato.

In seguito è stato eseguito uno studio qualitativo e quantitativo del campo di moto. Dopo aver verificato che i valori ottenuti per le grandezze d'interesse rispettano i vincoli imposti dall'azienda, è stato indagato il campo di temperatura interno ai componenti dello scambiatore, rilevando il punto di massima temperatura in corrispondenza del componente fondo, nella zona in cui questo va ad accoppiarsi con la virola. La temperatura raggiunta è di 130 [°C] e, sebbene in condizioni ideali non costituisca un problema, potrebbe comportare una riduzione della vita a fatica dello scambiatore, il quale è sottoposto a delle tensioni instaurate dai tiranti esterni. Tale aspetto è uno dei punti affrontati da uno studio parallelo di analisi termomeccanica, per il quale si è provveduto a valutare anche i valori del coefficiente di scambio termico convettivo sulle superfici interne del Circond, in modo da agevolare la scelta delle corrette condizioni al contorno. Un'analisi qualitativa è stata condotta anche sui campi di velocità e pressione, i quali hanno confermato il comportamento aspettato senza mettere in luce altre criticità d'interesse per l'azienda.

Prima di procedere allo studio delle prestazioni, il modello è stato opportunamente predisposto per condurre una procedura automatizzata. Ciò ha richiesto anzitutto di determinare le principali variabili di progetto e le funzioni obiettivo, e poi di realizzare un'efficace parametrizzazione della geometria in modo da consentire al software di variare autonomamente le variabili prima di lanciare il calcolo numerico. La fase di calcolo è stata automatizzata mediante l'introduzione di una serie di semplici operazioni programmate, le quali hanno reso possibile il calcolo dei fattori di vista indispensabili al funzionamento del modello S2S, ma anche una variazione dei settaggi

iniziali del solutore, utile a stabilizzare la soluzione e agevolare la convergenza in un numero limitato di iterazioni. L'accuratezza di questa procedura di calcolo è stata valutata confrontando i risultati ottenuti per la configurazione base (gap= 0,0008 [m], lunghezza silicone= 0,008 [m]) con quelli ricavati in fase di validazione del modello. Tale raffronto mette in luce delle variazioni relative percentuali molto basse, largamente inferiori all'1% e dunque più che accettabili.

Da ultimo è stato condotto lo studio delle prestazioni facendo uso della tecnica della Response surface optimization, implementata interamente all'interno del Workbench tramite ANSYS DesignXplorer.

Il primo passo di tale procedura prevede di eseguire la progettazione degli esperimenti numerici da condurre facendo uso degli algoritmi del DoE. L'algoritmo scelto è il Latin Hypercube Sampling, specificando un numero di campioni pari a 70 per cercare di ottenere un metamodello più accurato possibile. Dopo aver specificato i range di variabilità delle variabili di progetto (ovvero il gap tra le spire e la lunghezza del silicone), sono stati simulati tutti i design point. I punti così ottenuti sono stati interpolati per ottenere le superfici di risposta di ognuna delle funzioni obiettivo: potenza utile, perdite di carico, temperatura dei fumi, temperatura della virola, temperatura della flangia, temperatura della porta. Il metodo utilizzato è quello della Standard Response Surface - Full 2nd Order Polynomials. Lo strumento dell'analisi di sensitività ha messo in evidenza un forte impatto dell'ampiezza del gap su tutte le funzioni obiettivo: un aumento dello stesso porta ad una diminuzione progressiva della potenza utile e delle perdite di carico, mentre provoca un innalzamento di tutte le temperature di interesse. La lunghezza del silicone si dimostra influente solamente sull'andamento delle temperature di flangia e porta, in particolare un suo incremento provoca un innalzamento simultaneo delle stesse. Tale impatto risulta comunque minore di quello esercitato dalla variazione del gap. Tali risultati, visivamente intuibili anche dalle stesse superfici di risposta, descrivono entrambe le variabili di progetto scelte come potenziali punti di partenza per la realizzazione di un modello più efficiente.

Quest'ultimo aspetto viene indagato nell'ultima fase dello studio mediante gli algoritmi dell'ottimizzazione multi-obiettivo. Le caratteristiche del problema restringono il campo di scelta a pochi algoritmi, designando come miglior candidato il MOGA (Multi-Objective Genetic Algorithm). Le funzioni obiettivo impostate sono la potenza utile, le perdite di carico e la temperatura dei fumi, mentre le temperature di virola, flangia e porta sono state indicate come funzioni di vincolo. Una volta selezionate le

impostazioni specifiche per ogni funzione, è stata scelta una popolazione iniziale di 2000 campioni ed altri 400 campioni per ogni iterazione. La convergenza, verificatasi dopo 7 iterazioni, ha portato alla generazione della frontiera di Pareto, dalla quale sono stati selezionati tre candidate points. Tali configurazioni, di fatto uguali tra loro, indicano come setup di ottimo quello con gap di 0,0007309 [m] e lunghezza del silicone di 0,016888 [m]. Un confronto tra i risultati ottenuti dalla configurazione di ottimo e quelli relativi alla configurazione base hanno messo in luce un modesto aumento della potenza utile (+0,5%), a fronte di un aumento considerevole delle perdite di carico (+15,4%).

Dal punto di vista pratico tale setup non costituisce una soluzione di particolare interesse in quanto non si dimostra in grado di conseguire miglioramenti significativi rispetto alla configurazione adottata per il prototipo. Di conseguenza si può affermare che il prototipo realizzato da Valmex costituisce già un punto di ottimo, che può essere ulteriormente migliorato solo andando a valutare l'influenza di nuove variabili di progetto che consentano di intervenire sulla potenza utile, contenendo allo stesso tempo l'aumento delle perdite di carico.

In tal senso era già stato avviato, per sviluppi futuri, un ampliamento nello studio delle variabili di input mediante la parametrizzazione di:

- geometria della sezione delle spire
- posizione del tappo
- posizione del silicone, con inserimento di un vincolo che la lega alla lunghezza dello stesso per evitare la compenetrazione con i componenti adiacenti
- grandezze caratteristiche di taglia per simulare altre taglie del Circond. Ad esempio: numero di spire, numero, altezza e spaziatura dei fori, posizione dell'inlet.

In questa ottica può inoltre dimostrarsi interessante valutare l'introduzione di:

- un modello di condensazione che possa garantire una corretta descrizione del fenomeno nelle condizioni di funzionamento in cui esso si manifesta
- un modello di combustione che permetta di determinare la concentrazione delle specie chimiche in uscita dallo scambiatore in modo da realizzare un confronto immediato con i valori ammissibili riportati dalla normativa

Bibliografia

- [1] N. Rossi, Manuale del termotecnico, Ulrico Hoepli Editore, 3^a edizione, 2009.
- [2] Y. A. Cengel, J. M. Cimbala, Meccanica dei fluidi, McGraw-Hill, 2^a edizione, 2010.
- [3] H. K. Veerstedt, W. Malalasekera, An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method, Pearson, 2^a edizione, 2007.
- [4] Y. A. Cengel, Termodinamica e trasmissione del calore, McGraw-Hill, 3^a edizione, 2009.
- [5] F. Kreith, R. M. Manglik, M. S. Bohn, Principles of heat transfer, Cengage Learning, 7^a edizione, 2011.
- [6] ANSYS, Ansys Fluent theory guide, 2021

Ringraziamenti

Al termine di questo lavoro desidero ringraziare il prof. Andrea Crivellini per avermi dato la possibilità di partecipare a questo progetto e per i suoi consigli decisivi.

Ringrazio sinceramente Alessandra Nigro, per avermi supportato costantemente in questo lavoro, per la sua pazienza e per tutti gli insegnamenti che mi ha trasmesso.