

T. CARDINALE, P. DE FAZIO

Dipartimento Tecnologie Energetiche
Divisione Bioenergia, Bioraffineria e Chimica Verde
Centro Ricerche Trisaia, Matera

F. GRANDIZIO

Dipartimento Tecnologie Energetiche
Divisione Bioenergia, Bioraffineria e Chimica Verde
Laboratorio Tecnologie e Processi
per le Bioraffinerie e la Chimica Verde
Centro Ricerche Trisaia, Matera

ANALISI NUMERICO-SPERIMENTALE DEI FLUSSI CONVETTIVI ALL'INTERNO DI UNA CASSA MOBILE REFRIGERATA IBRIDA

RT/2017/33/ENEA



AGENZIA NAZIONALE PER LE NUOVE TECNOLOGIE,
L'ENERGIA E LO SVILUPPO ECONOMICO SOSTENIBILE

T. CARDINALE, P. DE FAZIO

Dipartimento Tecnologie Energetiche
Divisione Bioenergia, Bioraffineria e Chimica Verde
Centro Ricerche Trisaia, Matera

F. GRANDIZIO

Dipartimento Tecnologie Energetiche
Divisione Bioenergia, Bioraffineria e Chimica Verde
Laboratorio Tecnologie e Processi
per le Bioraffinerie e la Chimica Verde
Centro Ricerche Trisaia, Matera

ANALISI NUMERICO-SPERIMENTALE DEI FLUSSI CONVETTIVI ALL'INTERNO DI UNA CASSA MOBILE REFRIGERATA IBRIDA

RT/2017/33/ENEA



AGENZIA NAZIONALE PER LE NUOVE TECNOLOGIE,
L'ENERGIA E LO SVILUPPO ECONOMICO SOSTENIBILE

I rapporti tecnici sono scaricabili in formato pdf dal sito web ENEA alla pagina <http://www.enea.it/it/seguici/pubblicazioni/rapporti-tecnici>

I contenuti tecnico-scientifici dei rapporti tecnici dell'ENEA rispecchiano l'opinione degli autori e non necessariamente quella dell'Agenzia

The technical and scientific contents of these reports express the opinion of the authors but not necessarily the opinion of ENEA.

ANALISI NUMERICO-SPERIMENTALE DEI FLUSSI CONVETTIVI ALL'INTERNO DI UNA CASSA MOBILE REFRIGERATA IBRIDA

T. Cardinale, P. De Fazio, F. Grandizio

Riassunto

L'obiettivo di questo lavoro è effettuare un'analisi numerico-sperimentale dei flussi convettivi all'interno di una cassa intermodale refrigerata in modalità ibrida, attiva con il compressore e passiva con le piastre eutettiche, nel corso di un viaggio simulato, allo scopo di verificare l'uniformità della distribuzione del freddo. In questo rapporto è riportato il modello di simulazione numerica implementato grazie all'ausilio di *Comsol Multiphysics 4.3b*, un software commerciale scientifico CFD (Computational Fluid Dynamics) che permette simulazioni termofluidodinamiche. Nel modello sono state considerate le due modalità di funzionamento, una in regime laminare per riprodurre il ciclo OFF del compressore con la sola azione delle piastre eutettiche, l'altra in regime turbolento per riprodurre il ciclo ON del compressore. In questo secondo caso come modello di turbolenza *RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes)* è stato utilizzato il modello *k-ε*. I risultati di tale analisi numerica sono stati poi confrontati con i dati sperimentali acquisiti durante il viaggio simulato per validare così il modello implementato.

Parole chiave: CFD, Modello, Flussi Convettivi, Distribuzione Aria, Refrigerazione Ibrida.

Abstract

The aim of this work is to perform a numerical and experimental analysis of convective flows inside an intermodal container refrigerated in hybrid mode, active by compressor and passive by eutectic plates, in the course of a simulated trip, in order to verify the distribution uniformity of the cold. This report shows the numerical simulation model implemented thanks to the use of Comsol Multiphysics 4.3b, a scientific commercial software CFD (Computational Fluid Dynamics) that allows thermofluidodynamic simulations. Two operation modes were considered in the model, one in laminar flow to reproduce the OFF cycle of the compressor with the only action of the eutectic plates, the other one in turbulent flow to reproduce the ON cycle of the compressor. In the second case, the k-ε model was used as a model of turbulence RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes). The results of this numerical analysis were compared with experimental data acquired during the simulated trip to validate the implemented model.

Key words: CFD, Model, Convective Flows, Air Distribution, Hybrid Refrigeration.

INDICE

1. INTRODUZIONE	7
2. PROVE SPERIMENTALI	8
2.1. CARATTERISTICHE CASSA MOBILE	8
2.2. RISULTATI PROVE STATICHE	10
3. IMPLEMENTAZIONE NUMERICA DEL MODELLO	16
3.1. INTRODUZIONE CFD	16
3.2. INTRODUZIONE COMSOL MULTIPHYSICS 4.3	18
3.3. SIMULAZIONE PROVA STATICA CASSA VUOTA REGIME FREDDO MOTO LAMINARE (COMPRESSORE SPENTO)	20
3.3.1 DICHIARAZIONI PARAMETRI	20
3.3.2 GEOMETRIA DEL MODELLO	20
3.3.3 MATERIALI	21
3.3.4 DEFINIZIONE DEL MODELLO	23
3.3.5 MESH	25
3.3.6 TIME-DEPENDENT STUDY	25
3.3.7 RISULTATI	26
3.4. SIMULAZIONE PROVA STATICA CASSA VUOTA REGIME FREDDO MOTO TURBOLENTO (COMPRESSORE ACCESO)	30
3.4.1 DICHIARAZIONI PARAMETRI	30
3.4.2 GEOMETRIA DEL MODELLO	30
3.4.3 MATERIALI	30
3.4.4 DEFINIZIONE DEL MODELLO	31
3.4.5 MESH	33
3.4.6 TIME-DEPENDENT STUDY	33
3.4.7 RISULTATI	34
4. CONFRONTO TRA I RISULTATI SPERIMENTALI E LE SIMULAZIONI DEL MODELLO SVILUPPATO IN COMSOL	38
4.1. SIMULAZIONE PROVA STATICA CASSA VUOTA REGIME FREDDO MOTO LAMINARE	38
4.2. SIMULAZIONE PROVA STATICA CASSA VUOTA REGIME FREDDO MOTO TURBOLENTO	39
5. CONCLUSIONI	40
BIBLIOGRAFIA	42

1. INTRODUZIONE

Nell'ambito di quanto previsto dal progetto PON PT²-LOG, ENEA in quanto partner del consorzio CETMA, ha svolto varie attività di test di validazione del prototipo dimostratore di cassa mobile realizzato da un partner progettuale.

In particolare il laboratorio DTE-BBC ENEA Trisaia ha svolto come attività, un'analisi numerico-sperimentale dei flussi convettivi all'interno del volume utile della cassa, allo scopo di verificare l'uniformità della distribuzione del freddo. Tale rapporto tecnico descrive il modello numerico di simulazione implementato ed il relativo confronto con i dati sperimentali.

Nel primo capitolo sono riportate le elaborazioni effettuate sui dati sperimentali registrati dalle sonde, con cui è stata attrezzata la cassa mobile, durante lo svolgimento delle prove statiche effettuate nello stabilimento IFAC di Acquaviva delle Fonti (Ba).

Nel secondo capitolo sono stati illustrati i due modelli numerici sviluppati mediante il software CFD Comsol Multiphysics 4.3 che hanno simulato rispettivamente il ciclo ON e il ciclo OFF del compressore.

Il terzo capitolo riporta il confronto tra i risultati sperimentali e le simulazioni del modello implementato necessario alla validazione dello stesso.

Il rapporto tecnico termina con le conclusioni relative all'analisi numerico-sperimentale dei flussi convettivi effettuata all'interno della cassa mobile e alla bontà del modello numerico sviluppato.

2. PROVE SPERIMENTALI

2.1. CARATTERISTICHE CASSA MOBILE

È riportato in figura 1 un disegno della cassa mobile refrigerata mediante un sistema ibrido attivo-passivo, dove sono evidenziate le caratteristiche della stessa, mentre nella tabella 1 sono riportate le dimensioni interne ed esterne della cassa.

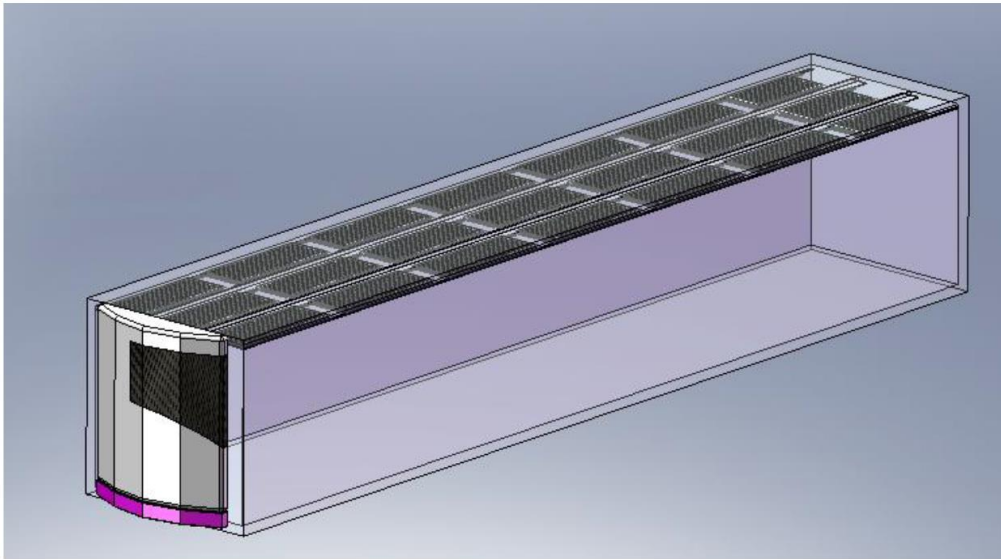


Figura 1: Disegno cassa mobile

Dati Cassa Refrigerata	
Trasmittanza [W/m²/°C]	0,30
Lunghezza esterna [m]	13,55
Larghezza esterna [m]	2,60
Altezza esterna [m]	2,55
Europallets trasportabili	33,00
Portata equivalente [t]	20,00
Spessore pareti [m]	0,08
Lunghezza interna [m]	13,37
Larghezza interna [m]	2,44
Altezza interna [m]	2,35
Superficie esterna [m²]	152,83

Tabella 1: Geometria della cassa mobile

Il sistema passivo sulla cassa intermodale è costituito da elementi eutettici posizionati sotto il tetto della cassa in modo da ottenere un funzionamento intermodale fresco e freddo:

- Elementi eutettici con temperatura di congelamento pari a $-11\text{ }^{\circ}\text{C}$, che garantiscono una temperatura interna alla cassa di $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ per il trasporto di ortofrutta;
- Elementi eutettici con temperatura di congelamento pari a $-33\text{ }^{\circ}\text{C}$, per raggiungere una temperatura interna di $-23\text{ }^{\circ}\text{C}$ per il trasporto di surgelati.

Il sistema attivo è invece rappresentato da un compressore della Thermo King posizionato nella parte opposta delle porte della cassa mobile con caratteristiche geometriche ed operative riportate nella figura 2 e tabella 2. Si evidenziano la velocità di mandata del flusso d'aria fredda pari a 15 m/s e il volume del flusso d'aria pari a $5000\text{ m}^3/\text{h}$.

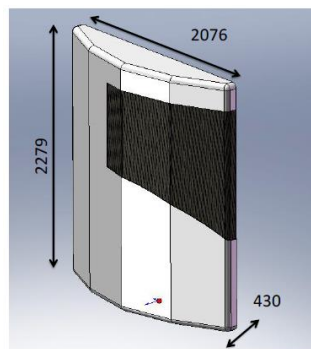


Figura 2: Geometria del compressore Thermo King

	15 m
	R-404A
	9250 W
	17650 W
	5000 m ³ /h
	15 m/s
EMI (Extended Maintenance Interval)	3000 hrs
	SmartReefer 3
	TK 486V /4/2100
	X430 C5
	9.3 kW
Voltage/phase/frequency	400V/3 ph/50 Hz
	780 kg(*) 850 kg(*)

Tabella 2: Caratteristiche di funzionamento del compressore

2.2. RISULTATI PROVE STATICHE

È stato necessario reperire questi dati sulla cassa mobile, poiché in base a tali parametri è stato predisposto il posizionamento dei sensori nella cassa mobile [1]. La cassa è stata quindi preliminarmente attrezzata con sonde PT100 che hanno consentito di monitorare la temperatura in sei diversi punti interni (2 per l'eutettico e 4 per le pareti) ed uno esterno alla cassa.

Le 6 sonde sono state disposte nel seguente modo come in figura 3: le sonde 4-5-6 equispaziate lungo la parete laterale sinistra della cassa ad un'altezza pari al 50% dell'altezza interna della cassa, le sonde 2-3 in corrispondenza degli elementi centrali delle piastre eutettiche, la sonda 1 in prossimità della griglia sulla parete del compressore.



Figura 3: Posizionamento delle sonde PT100 all'interno della cassa mobile

È riportata di seguito la legenda con i nomi e la posizione delle 6 sonde PT100:

T1 = Temperatura sonda parete compressore sotto la griglia

T2 = Temperatura sonda eutettico fila sinistra

T3 = Temperatura sonda eutettico fila destra

T4 = Temperatura sonda in prossimità del compressore a metà altezza

T5 = Temperatura sonda al centro a metà altezza

T6 = Temperatura sonda in prossimità delle porte a metà altezza

Tali sonde PT100, così posizionate nel vano container, sono state collegate ad un acquirente dati DAS della Thermo King al fine di rilevare la temperatura nei 6 punti prescelti con una frequenza di acquisizione pari a 10 minuti. Il monitoraggio delle temperature all'interno della cassa mobile è avvenuto per tutta la durata del viaggio simulato dal momento di inizio della ricarica delle piastre eutettiche fino alla riapertura delle porte a fine viaggio, passando per le diverse modalità di funzionamento (ibrida, attiva, passiva) significative delle diverse fasi del viaggio intermodale (treno, gomma, nave). Tali dati registrati sono stati successivamente elaborati ai fini della validazione del modello numerico sviluppato per analizzare l'andamento dei flussi convettivi all'interno della cassa mobile.

Il viaggio simulato Vittoria-Rotterdam, come da protocollo, è riportato in tabella 3 ed è avvenuto nel mese di Marzo 2015, nello stabilimento IFAC di Acquaviva delle Fonti (Ba). Tale test è stato effettuato pertanto accendendo e spegnendo il gruppo Thermoking secondo opportuni intervalli temporali dettati dalle varie fasi del viaggio simulato.

Viaggio intermodale	km	h	Velocità [km/h]	Modo	Fonte di energia
Centrale agrumicola Vittoria - Catania	98	1,6	60	gomma	gasolio
Imbarco		2			nessuna fonte
Catania - Napoli		12		nave	elettricità
Sbarco		1			nessuna fonte
Porto Napoli - Marcianise terminal	33	0,55	60	gomma	gasolio
Movimentazione gomma treno a Marcianise		1,5			nessuna fonte
Marcianise - Rotterdam	1814	63	29	treno	gasolio (solo se necessario)
Movimentazione gomma treno a Rotterdam		1,5			nessuna fonte
Consegna entro 250 km su gomma	max 250	4	60	gomma	gasolio

Tabella 3: Viaggio intermodale simulato

Le piastre eutettiche sono state preliminarmente caricate per tutta la giornata di lunedì 2 Marzo 2015. Martedì 3 alle ore 7:30 è partito il countdown per la simulazione di viaggio. Per tutte le operazioni previste nelle prime fasi del viaggio, come atteso, la cassa ha lavorato in modalità solo passiva, ovvero la temperatura interna è rimasta sempre adeguata (inferiore a -21°C) e non è mai stato necessario l'intervento del compressore, tanto più che c'è stata la fase di ricarica da rete elettrica durante il tragitto su nave. Alle ore 18:30 circa di martedì 3 è iniziata la fase su treno in modalità ibrida: il compressore iniziava a ricaricare le piastre quando la temperatura interna era maggiore di -22°C e smetteva quando la temperatura interna era minore di -24°C . Questa modalità è durata sino alla fine del test, venerdì 6 alle ore 14:30. Per garantire le suddette condizioni termiche il compressore ha lavorato per circa il 50% del tempo, con cicli di circa 20' ON e 20' OFF.

Sono riportate nelle figure seguenti le temperature acquisite dalle sonde dalle ore 7:30 del 3 Marzo fino alle 14:30 del 6 Marzo.

Le temperature T2-T3 relative alle piastre eutettiche si attestano a regime in un range tra -28°C e -27°C circa, con oscillazioni di $1/2^{\circ}\text{C}$ dovuto all'accensione del compressore e quindi alla ricarica ON-OFF delle piastre con una frequenza di 20 minuti (figura 6) .

La temperatura T1 (figura 4) e la temperatura T4 (figura 7) sono risultate abbastanza simili in quanto acquisite da 2 sonde posizionate in prossimità della parete del compressore. Anche qui si evidenzia l'oscillazione della temperatura dovuta ai cicli ON-OFF del compressore di circa 2°C , leggermente maggiore per la sonda T1 più vicina al compressore rispetto alla sonda T4. Il range delle temperature si attesta tra i -24°C (ON) e i -22°C (OFF) circa. La temperatura media rilevata è pari a -23°C a regime.

La sonda T5 (figura 8) ha registrato invece le temperature nella parte centrale della cassa mobile riportando una temperatura media intorno ai -23.5°C e una variazione di poco più di 1°C di differenza tra la fase di accensione, (-24.2°C) e spegnimento del compressore (-23°C).

Infine la temperatura registrata dalla sonda T6 (figura 9) posizionata in prossimità delle porte ha avuto una variazione di circa 1°C ed è passata da -22.3°C (OFF) a -23.2°C (ON) con una temperatura media -22.7°C .

Esaminando le differenze pertanto tra le temperature registrate dalle sonde T4, T5, e T6 a compressore spento e acceso, per la fase ON la zona più fredda del container sembrerebbe quella centrale, a seguire la zona del compressore ed infine la zona in prossimità delle porte, mentre per la fase OFF la zona più fredda resta sempre quella centrale, mentre si equivalgono le due zone opposte, compressore e porte. Nella globalità del funzionamento ON-OFF del compressore, per le temperature medie nelle tre zone rilevate dalle sonde, comunque addossate alla parete di sinistra e posizionate a metà altezza, la zona centrale fa risultare la temperatura più bassa, a seguire la zone del compressore e infine la zona delle porte (tabella 4).

Sonde	ON	OFF
T4	-23.8°C	-22.2°C
T5	-24.2°C	-23°C
T6	-23.2°C	-22.3°C

Tabella 4: Temperature delle sonde T4, T5 e T6 nelle due fasi ON-OFF

Per la sonda T1 è riportata in figura l'andamento della temperatura per un arco temporale di due ore e pertanto si evidenziano con chiarezza le oscillazioni dovute al funzionamento del compressore con cicli di circa 20' ON e 20' OFF (figura 5).

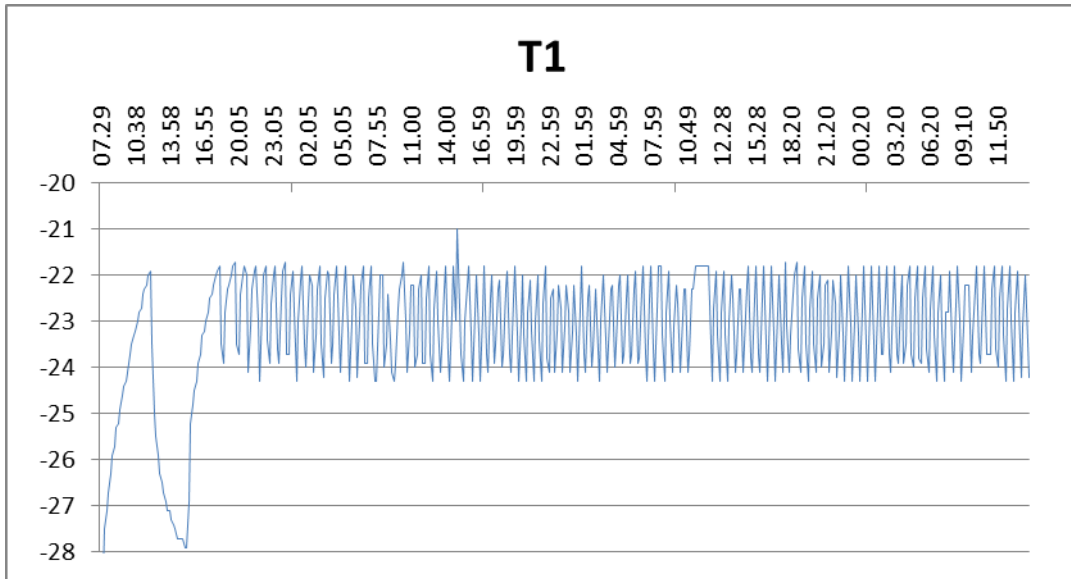


Figura 4: Andamento della temperatura relativa alla sonda T1

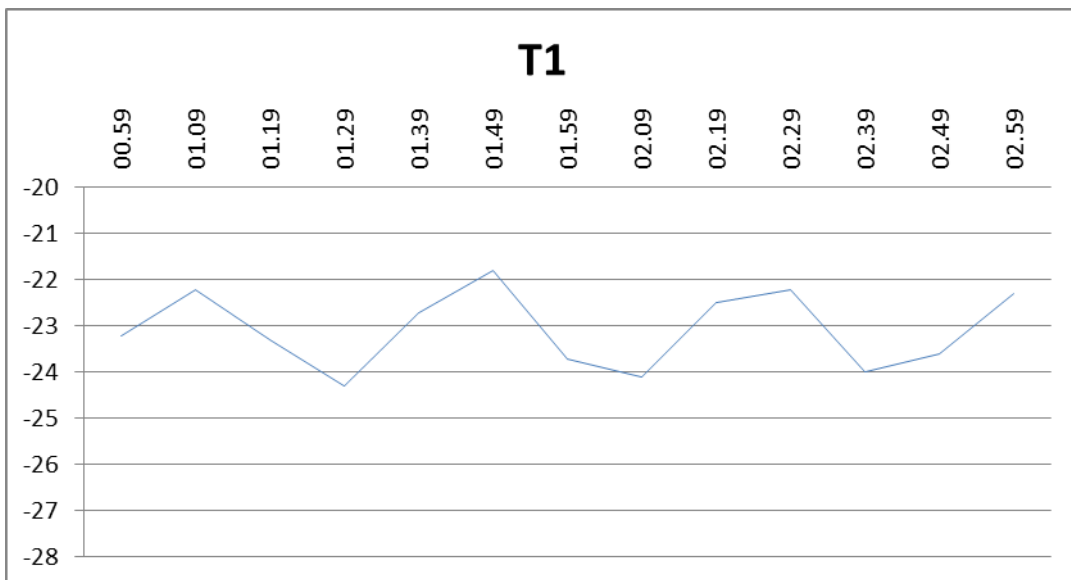


Figura 5: Andamento della temperatura relativa alla sonda T1 nell'arco temporale di 2 ore

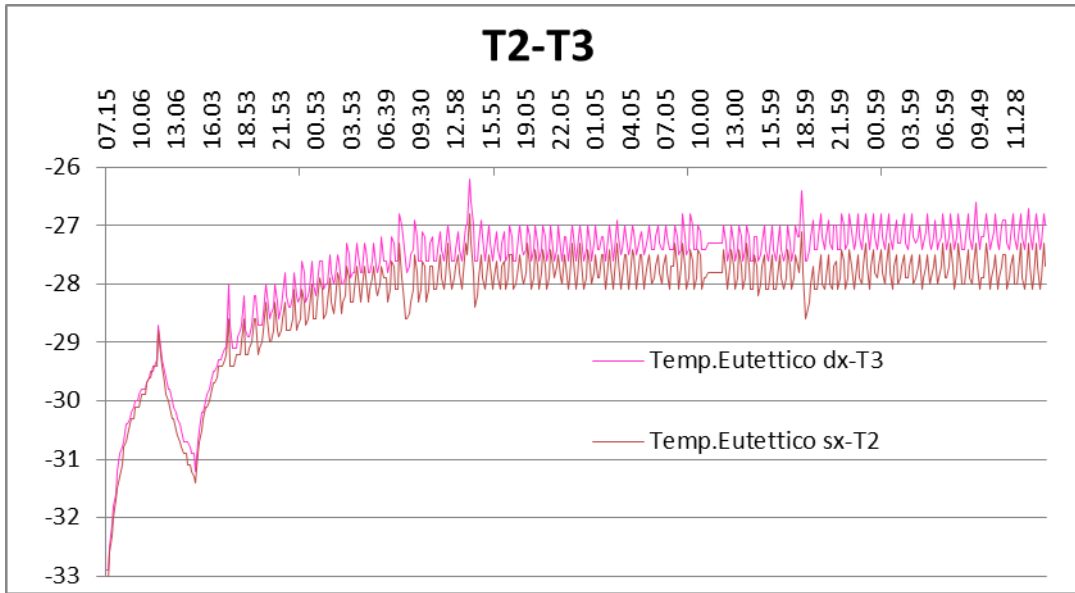


Figura 6: Andamento della temperatura relativa alle sonde T2 e T3

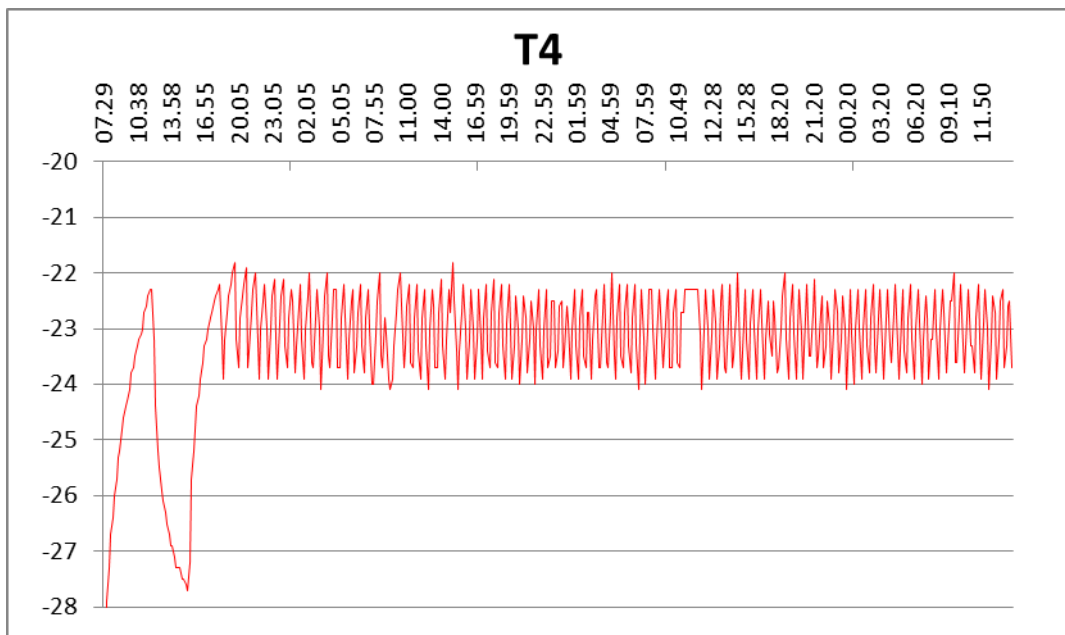


Figura 7: Andamento della temperatura relativa alla sonda T4

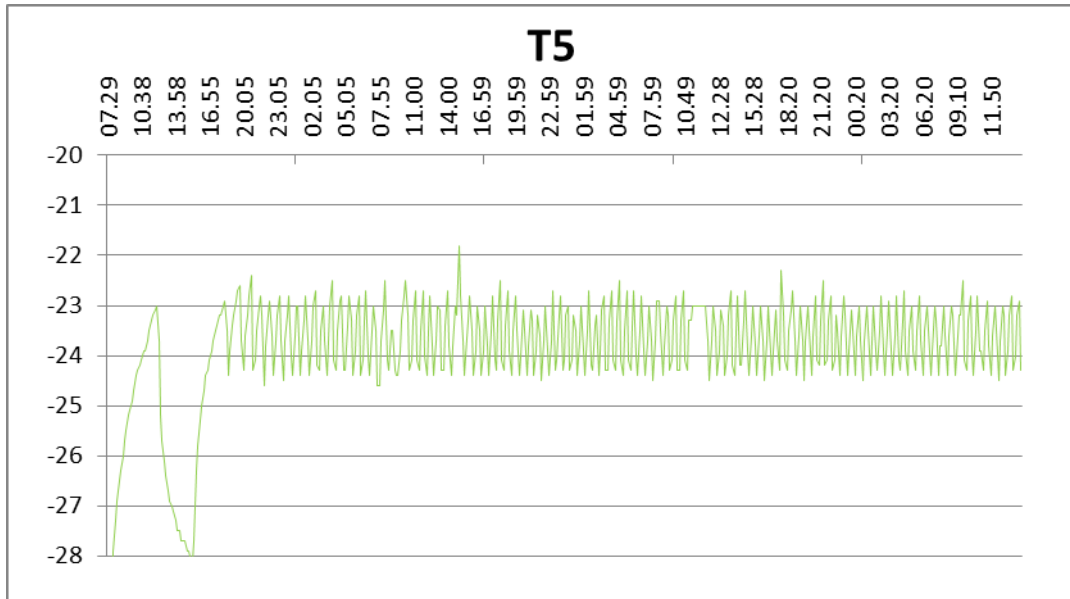


Figura 8: Andamento della temperatura relativa alla sonda T5

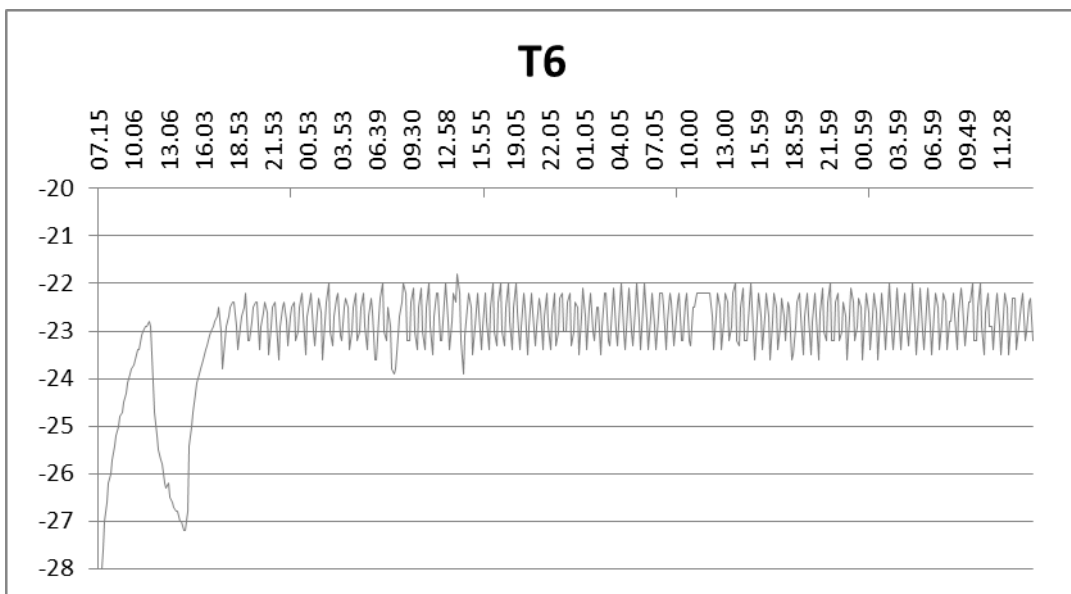


Figura 9: Andamento della temperatura relativa alla sonda T6

3. IMPLEMENTAZIONE NUMERICA DEL MODELLO

3.1. INTRODUZIONE CFD

La Fluidodinamica Computazionale (CFD) si occupa dello studio di metodi, tecniche e algoritmi che consentono di simulare il comportamento dinamico dei fluidi in complessi problemi fisici [2]. Tale simulazione consiste nell'elaborazione numerica di sofisticati modelli matematici che descrivono l'evoluzione temporale del fluido attraverso i suoi parametri fluidodinamici fondamentali: velocità, pressione, temperatura, densità. Il ricorso alla simulazione numerica in fase di progetto si rende essenziale laddove, la necessità di eseguire previsioni ed analisi su un elevato numero di casi di studio, consente di eliminare, almeno nelle fasi iniziali, la realizzazione di numerosi prototipi. Nella pratica, questo strumento di simulazione virtuale, è in grado di fornire risposte coerenti con la realtà, in tempi e costi decisamente ridotti rispetto a quanto necessario per realizzare la sperimentazione fisica. È questo infatti uno dei principali motivi che rende la CFD un mezzo estremamente vantaggioso in sede di analisi progettuale: permette di eseguire, in maniera relativamente semplice e, in ogni caso, sempre più semplice rispetto all'indagine reale, parametrizzazioni per differenti configurazioni iniziali, sia per geometrie, che per condizioni al contorno, consentendo di valutare le risposte dei componenti in esame a condizioni operative vicine alla realtà fisica. Un altro grande vantaggio della CFD è l'indipendenza rispetto al fattore di scala: questo permette l'eliminazione dei problemi, a volte molto importanti o di difficile e costosa risoluzione, di visualizzazione dei parametri fluidodinamici nella simulazione su prototipi reali. Il modello geometrico da analizzare al computer viene realizzato definendo le superfici che racchiudono il dominio di fluido da esaminare. Ora, mentre nei programmi di analisi strutturale l'oggetto da schematizzare con una mesh è la parte solida, nelle analisi fluidodinamiche ciò che interessa è tutto meno il corpo stesso il quale, in questo caso, funziona da confine per il fluido. Per questo motivo la Fluidodinamica Numerica costituisce uno strumento indispensabile per progettisti e ricercatori nei settori aeronautico, automobilistico, motoristico, elettronico, spaziale, navale, dell'industria di processo, dell'energia e dell'ambiente, dell'industria degli elettrodomestici e della bioingegneria.

Un generico problema fluidodinamico è definito dalle equazioni di Navier-Stokes, le quali, fatta l'ipotesi del fluido come continuo deformabile, sono la formulazione matematica dei tre principi fisici sui quali si basa la meccanica dei fluidi:

- conservazione della massa (equazione di continuità);
- bilancio della quantità di moto;
- conservazione dell'energia.

Da queste ne deriva un sistema di equazioni di bilancio, in forma differenziale alle derivate parziali, le quali si presentano con una formulazione relativamente semplice ma che, a causa della loro non linearità, non ammettono quasi mai una soluzione analitica (una soluzione esatta), ma esclusivamente numerica (una

soluzione approssimata con un metodo numerico) e richiedono tecniche di discretizzazione e di approssimazione numerica utilizzando, all'occorrenza, ulteriori equazioni che simulano altri aspetti come quello della turbolenza del flusso e che chiudono il sistema delle equazioni risolutive.

I metodi di discretizzazione della fluidodinamica computazionale sono:

- Metodo ai volumi finiti: è l'approccio standard utilizzato nella maggior parte dei codici commerciali per la CFD. Le equazioni vengono risolte in un volume di controllo discreto (cella).
- Metodo agli elementi finiti: questo metodo (il cui acronimo inglese è FEM) è generalmente utilizzato nell'analisi strutturale, ma viene applicato a volte anche allo studio dei fluidi laddove i numeri di Reynolds siano dell'ordine delle decine di migliaia.
- Metodo alle differenze finite: è stato il primo adottato nell'ambito della fluidodinamica. Oggi viene comunque usato solo in alcuni codici specializzati.

L'approccio tipico richiede di discretizzare il dominio fluido in celle elementari così da ottenere una griglia di calcolo (anche detta *mesh*), sulla quale applicare dei metodi di risoluzione iterativi al fine di risolvere le equazioni di Navier-Stokes o le equazioni di Eulero.

Le equazioni di Navier-Stokes governano il moto dei fluidi e possono essere considerate come seconda legge del moto per fluidi newtoniani. Nel caso di un fluido Newtoniano comprimibile, l'espressione è:

$$\underbrace{\rho \left(\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} \right)}_1 = \underbrace{-\nabla p}_2 + \underbrace{\nabla \cdot (\mu(\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) - \frac{2}{3}\mu(\nabla \cdot \mathbf{u})\mathbf{I})}_3 + \underbrace{\mathbf{F}}_4$$

dove \mathbf{u} è la velocità del fluido, p è la pressione del fluido, ρ è la densità del fluido, e μ è la viscosità dinamica del fluido. I diversi termini corrispondono alle forze inerziali (1), forze di pressione (2), forze viscosi (3), e le forze di volume $F = -\rho \cdot g$ (4). Le equazioni di Navier-Stokes sono state ricavate da Navier, Poisson, Saint-Venant, e Stokes tra il 1827 e il 1845.

Queste equazioni sono sempre risolte insieme all'equazione di continuità:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0$$

Le equazioni di Navier-Stokes rappresentano la conservazione del momento, mentre l'equazione di continuità rappresenta la conservazione della massa.

Queste equazioni costituiscono il cuore della modellazione del flusso di fluido. La loro risoluzione per un particolare insieme di condizioni al contorno (come ingressi, uscite, e pareti), predice la velocità del fluido e la sua pressione in una data geometria. A causa della loro complessità, queste equazioni ammettono solo un numero limitato di soluzioni analitiche. È relativamente facile, per esempio, risolvere queste equazioni per il

flusso tra due piastre parallele o per il flusso in un tubo circolare. Per ulteriori geometrie complesse, tuttavia, le equazioni devono essere risolte numericamente.

A seconda del regime di flusso di interesse, è spesso possibile semplificare queste equazioni. In altri casi, possono essere richieste ulteriori equazioni. Nel campo della fluidodinamica, i diversi regimi di flusso sono classificati utilizzando numeri adimensionali, come il numero di Reynolds.

Il numero di Reynolds, $Re = \rho UL / \mu$, corrisponde al rapporto fra le forze inerziali e le forze viscosse. Si misura quanto turbolento è il flusso. Flussi con basso numero di Reynolds sono laminari, mentre flussi con alto numero di Reynolds sono turbolenti.

Nei diversi approcci evidenziati la procedura di analisi risulta sempre, per grandi linee, simile:

- a. Viene definita la geometria (o dominio fisico) del problema da analizzare.
- b. Il volume occupato dal fluido viene discretizzato, cioè suddiviso in un gran numero di celle elementari generando una griglia di calcolo.
- c. Viene definito il modello fisico (ad esempio, le equazioni del moto + l'equazione dell'energia + le equazioni delle specie) e quindi quello numerico (metodo di discretizzazione delle equazioni, algoritmi per la risoluzione delle equazioni).
- d. Vengono definite le condizioni al contorno, ossia vengono specificate le proprietà del fluido nel dominio di calcolo. Per problemi dipendenti dal tempo devono essere specificate le condizioni iniziali.
- e. Vengono risolte le equazioni in maniera iterativa. Il calcolo viene interrotto una volta che sia stato raggiunto il grado di accuratezza desiderato.
- f. I risultati prodotti vengono visualizzati con un post-processore.
- g. Si effettua, infine, l'analisi dei risultati.

Va sottolineato che l'integrazione iterativa fra i risultati dell'analisi fluidodinamica e quelli strutturali ad elementi finiti permette di valutare non solo gli effetti dei flussi attorno ai solidi ma anche le loro deformazioni, permettendo di valutare approfonditamente anche effetti variabili nel tempo delle pressioni su una superficie.

3.2. INTRODUZIONE COMSOL MULTIPHYSICS 4.3

Nello specifico l'analisi numerica è stata implementata grazie all'ausilio di *Comsol Multiphysics 4.3b*, un software CFD commerciale scientifico che permette simulazioni multifisiche all'interno dello stesso modello, nonché la risoluzione di problemi ingegneristici e scientifici basati su equazioni differenziali alle derivate parziali (PDE) mediante l'utilizzo del metodo agli elementi finiti (FEM).

La prima selezione da fare in Comsol Multiphysics 4.3 è scegliere la dimensione spaziale della simulazione: 3D, 2D assial-simmetrico, 2D, 1D assial-simmetrico, 1D, 0D.

Successivamente è possibile scegliere la fisica del modello teorico che si intende implementare. È possibile accoppiare più modelli fisici per descrivere il modello teorico globale o scegliere il modello in uno step successivo.

L'ultimo passo, prima di procedere con l'inserimento dei dati e con l'assegnazione delle condizioni al contorno e delle condizioni iniziali, consiste nel decidere il tipo di studio che si vuole condurre, per esempio stazionario (*stationary*) o dipendente dal tempo (*time dependent*). È comunque possibile condurre più simulazioni con tipologie di studio diverse o scegliere in un secondo momento quale tipo di studio si vuole fare (*custom studies*).

Inizialmente è stata scelta come dimensione spaziale della cassa mobile una geometria reale 3D completa di pareti, compressore, piastre eutettiche, porte (figura 10).

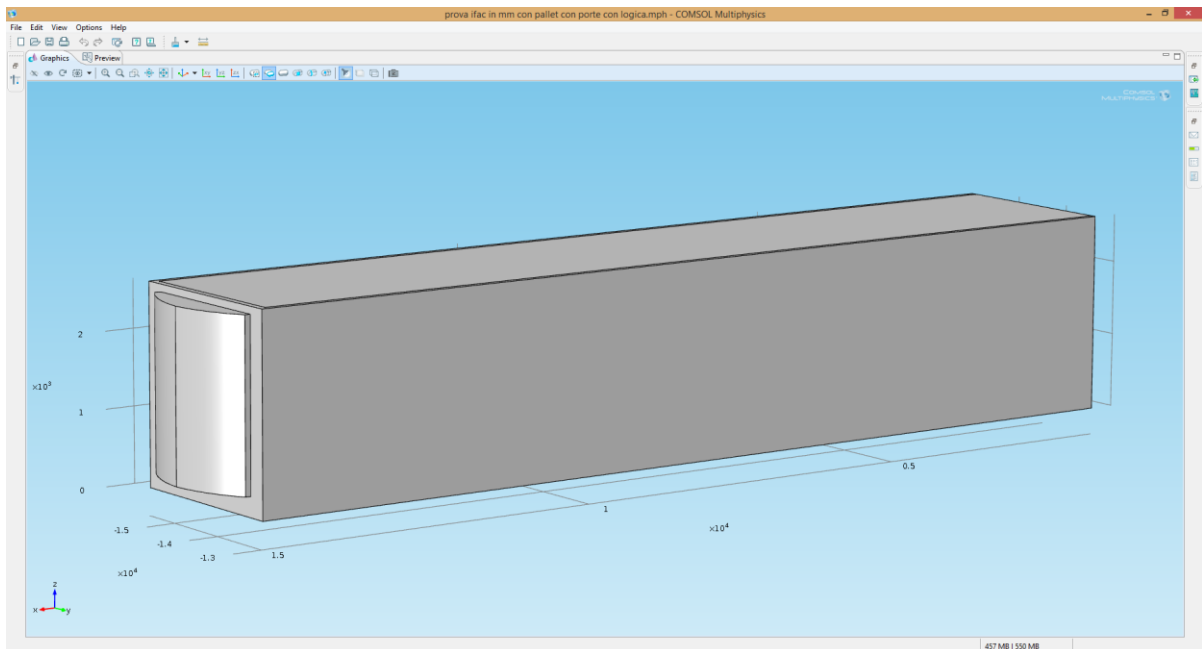


Figura 10: Geometria 3D della cassa mobile

Considerati però i tempi di calcolo del modello di simulazione a causa delle notevoli dimensioni reali della cassa mobile per la nostra applicazione, sia per il regime freddo che per il regime fresco, si è optato per uno spazio di lavoro con una dimensione spaziale 2D z-x.

Ricapitolando, sono stati definiti pertanto:

- *Geometry* del modello, corrispondente alle dimensioni fisiche reali della cassa mobile,
- *Materials* costituenti la cassa con i relativi domini (aria, pannello stratificato, eutettico),
- *Non-Isothermal Flow* come tipologia di fisica,
- *Mesh* custom a seconda della geometria del modello,
- *Study* time-dependent.

3.3. SIMULAZIONE PROVA STATICA CASSA VUOTA REGIME FREDDO MOTO LAMINARE (COMPRESSORE SPENTO)

È stato riprodotto un modello a cassa vuota regime freddo moto laminare per simulare il ciclo OFF del compressore con la sola azione del raffreddamento prodotto dalle piastre eutettiche.

3.3.1 DICHIARAZIONI PARAMETRI

Sono stati definiti i seguenti parametri geometrici riportati nella tabella 5 ed il sistema di coordinate cartesiane nelle tabelle 6 e 7.

Name	Expression
L	13.5 [m]
H	2.55 [m]
sp1	0.1 [m]
sp2	0.08 [m]

Tabella 5: Parametri geometrici della cassa

Coordinate system type	Boundary system
Identifier	sys1

Tabella 6: Definizione del Boundary System

Name	Value
Coordinate names	{t1, n, to}
Create first tangent direction from	Global Cartesian

Tabella 7: Impostazioni sistema di coordinate

3.3.2 GEOMETRIA DEL MODELLO

Prima di procedere alla finale definizione del modello, è stata definita la geometria. È possibile utilizzare forme predefinite nel software, o combinazione di esse, oppure importare la geometria da un file esterno, come per esempio in formato .dxf.

Nel caso in esame la geometria è stata definita utilizzando la funzione Polygon che permette di costruire la geometria come una sequenza di segmenti collegati.

In generale la cassa è stata rappresentata come riportato in figura 11, nella quale sono evidenziati il punto parete di ingresso (*Inlet*), il punto di uscita (*Outlet*) e le pareti esterne (*Wall*). Nella tabella 8 sono riportati lo spazio bi-dimensionale e il numero dei domini (7) e dei boundaries (29).

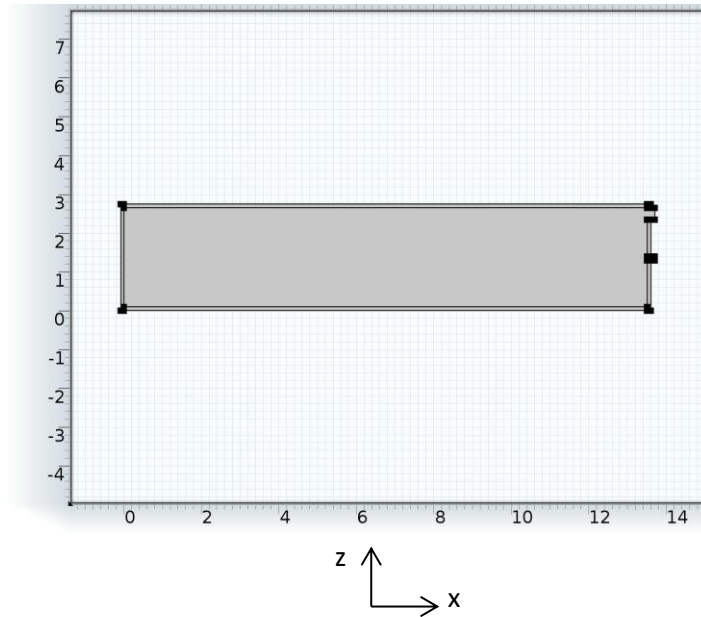


Figura 11: Geometria del modello

Property	Value
Space dimension	2
Number of domains	7
Number of boundaries	29

Tabella 8: Caratteristiche della geometria del modello

3.3.3 MATERIALI

La *Material Library* disponibile all'interno del software contiene oltre 2500 materiali con decine di migliaia di funzioni di proprietà dipendenti dalla temperatura. Nella sezione materiali, si è anche in grado di definire i propri materiali e salvarli nella propria libreria. Si possono anche cambiare e/o aggiungere proprietà relative a materiali esistenti. Nei casi in cui si definiscono le proprietà che sono funzioni di altre variabili, in genere della temperatura, la funzione *plot* aiuta a verificare le funzioni di proprietà nella gamma di interessi. Si possono anche caricare fogli Excel e definire le funzioni di interpolazione per le proprietà del materiale utilizzando LiveLink™ per Excel.

Sono stati pertanto definiti i materiali *air* e *resin-bonded glass fiber* con i relativi parametri (figure 12-13). Le piastre eutettiche sono state considerate, come ipotesi semplificativa, unico *boundary 9* a temperatura costante (figura 14).

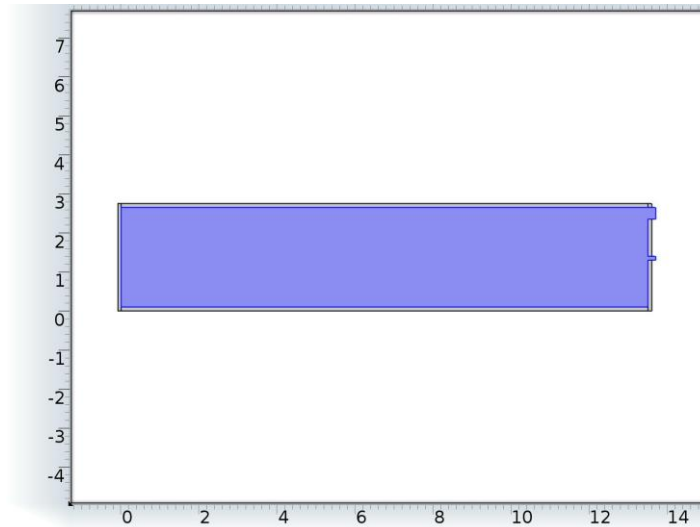


Figura 12: Geometria Domain 3 air

Geometric entity level	Domain
Selection	Domain 3

Tabella 9: Selezione Domain 3

Name	Value	Unit
Dynamic viscosity	$\eta(T[1/K])[\text{Pa}\cdot\text{s}]$	$\text{Pa}\cdot\text{s}$
Ratio of specific heats	1.4	1
Heat capacity at constant pressure	$C_p(T[1/K])[\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$	$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
Density	$\rho(p_A[1/\text{Pa}], T[1/K])[\text{kg}/\text{m}^3]$	kg/m^3
Thermal conductivity	$k(T[1/K])[\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})]$	$\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$

Tabella 10: Parametri Domain Air

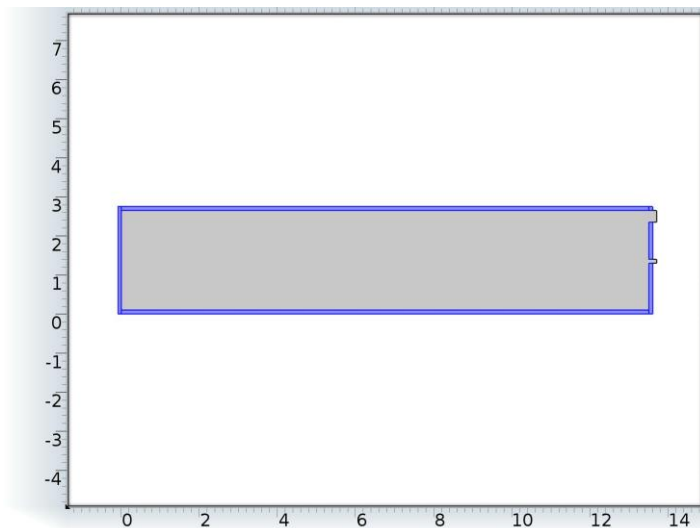


Figura 13: Geometria Domains 1-2, 4-7 resin-bonded glass fiber

Geometric entity level	Domain
Selection	Domains 1-2, 4-7

Tabella 11: Selezione Domains 1-2, 4-7

Name	Value	Unit
Heat capacity at constant pressure	$C(T[1/K])[J/(kg*K)]$	$J/(kg*K)$
Density	$\rho(T[1/K])[kg/m^3]$	kg/m^3

Tabella 12: Parametri Domains 1-2, 4-7

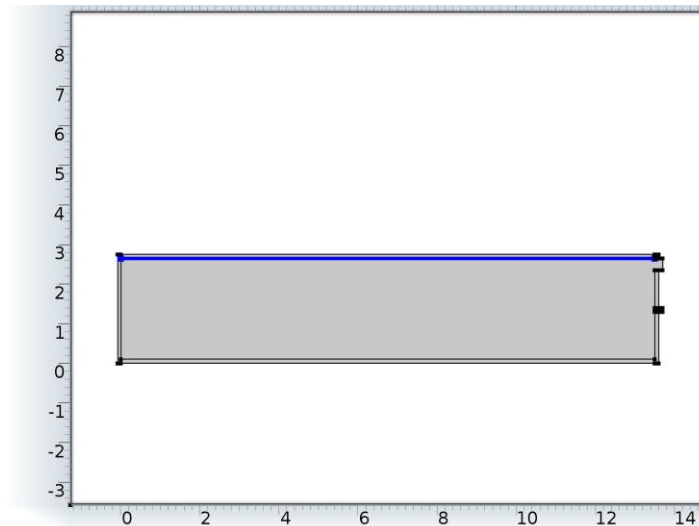


Figura 14: Geometria Boundary 9 Eutectic

Geometric entity level	Boundary
Selection	Boundary 9

Tabella 13: Selezione Boundary 9

3.3.4 DEFINIZIONE DEL MODELLO

Non-Isothermal Flow (nitf)

Per definizione, isotermico significa avere una temperatura costante. In molte applicazioni di ingegneria, si può supporre che la temperatura di un fluido rimane costante perché le variazioni sono molto piccole o insignificanti rispetto ad altre variazioni fisiche nell'applicazione.

Con l'espressione *Non-isothermal flow* ci si riferisce dunque ai flussi di fluidi con temperature che non sono costanti. Quando un fluido è soggetto a un cambiamento di temperatura, le proprietà dei materiali, come la densità e la viscosità, cambiano di conseguenza.

In alcune situazioni, questi cambiamenti sono abbastanza grandi per avere una sostanziale influenza sul campo di moto. E, dato che il fluido trasporta il calore, il campo di temperatura è, a sua volta, influenzato dalle variazioni del campo di moto. Questo accoppiamento tra il flusso del fluido e il trasferimento di calore è un fenomeno che è prevalente in scambiatori di calore, reattori chimici, flussi atmosferici e processi in cui i componenti vengono raffreddati.

Di seguito è riportato l'applicazione del *ntif* al nostro modello della cassa mobile con l'indicazione dei domini e dei parametri utilizzati.

Sono stati definiti pertanto il fluido (*Air*), le pareti isolanti (*Thermal insulation*) e le pareti di scambio termico (*Wall*), le condizioni iniziali (*Initial values*), la conduzione del calore attraverso le pareti della cassa, (*Heat transfer in solid*), le forze di volume (*volume force*), il valore iniziale della pressione (*Pressure Point Constraint*), la temperatura costante dell'eutettico (*Temperature1*), la temperatura esterna, i flussi convettivi con l'esterno (*Convective Cooling*) (tabelle 14-18).

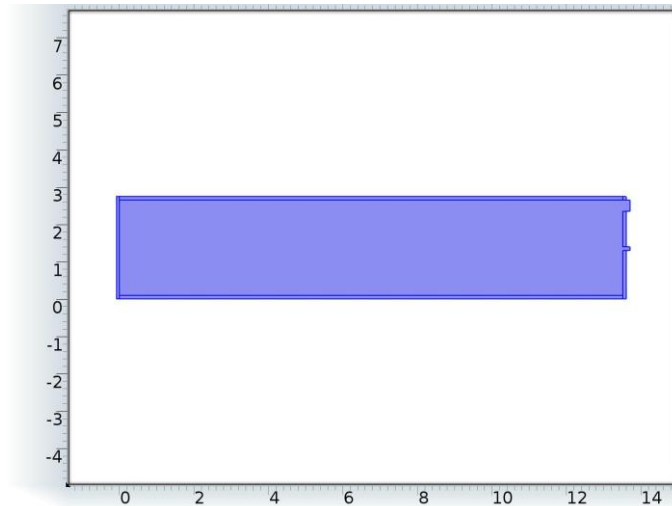


Figura 15: Non-Isothermal Flow (ntif)

Geometric entity level	Domain
Selection	Domains 1-7

Tabella 14: Selezione Domains 1-7

Description	Value
Temperature	250.15[K]

Tabella 15: Condizioni iniziali cassa

Description	Value
Thermal conductivity	User defined
Thermal conductivity	{{0.034, 0, 0}, {0, 0.034, 0}, {0, 0, 0.034}}

Tabella 16: Conducibilità termica pareti cassa in W/(m*K)

Description	Value
Temperature	245.15[K]

Tabella 17: Temperatura eutettico

Description	Value
Temperature	293.15[K]

Tabella 18: Temperatura esterna

3.3.5 MESH

La forma delle celle della *mesh* individuata è triangolare. È stata scelta una *mesh* non uniforme: celle più piccole in corrispondenza delle pareti della cassa in modo da avere una soluzione più precisa. Sono state fatte diverse simulazioni con varie dimensioni della griglia (da *fine* a *coarse*) e alla fine si è optato per la *mesh normal*, in quanto si è visto che i risultati della simulazione sono *grid-independent* e cambia solo il tempo di esecuzione della simulazione (figura 16).

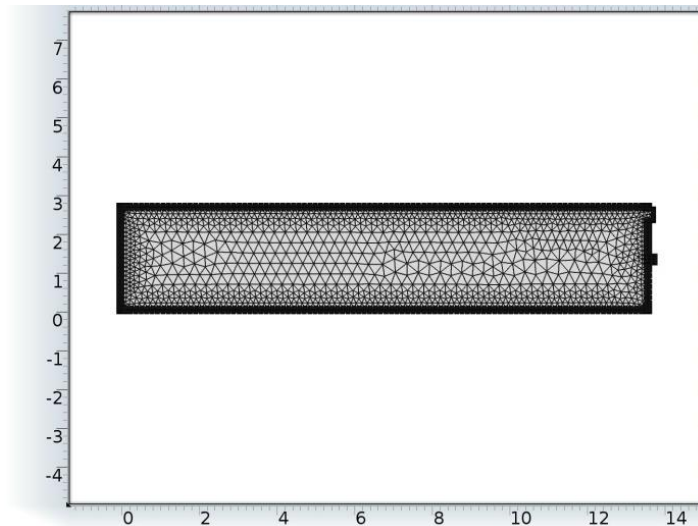


Figura 16: Mesh modello cassa mobile

3.3.6 TIME-DEPENDENT STUDY

Come già affermato in precedenza lo studio è stato condotto in modo dipendente dal tempo. È stato impostato un tempo di simulazione massimo, in caso di moto laminare, pari a 2 ore (7200 s) con passo di 5 minuti (300s). Tali scelte sono state prese in modo da adeguare la simulazione ai dati sperimentali delle prove statiche. Come ultima impostazione è stato definito il risolutore più appropriato per questo tipo di applicazione (*Solver*) e si è mandato in esecuzione il modello così configurato. Il tempo di esecuzione è stato di circa 30 minuti con la *mesh* selezionata e tale simulazione è stata eseguita su di un personal computer equipaggiato con un processore i5 quad-core 3.1 Ghz.

3.3.7 RISULTATI

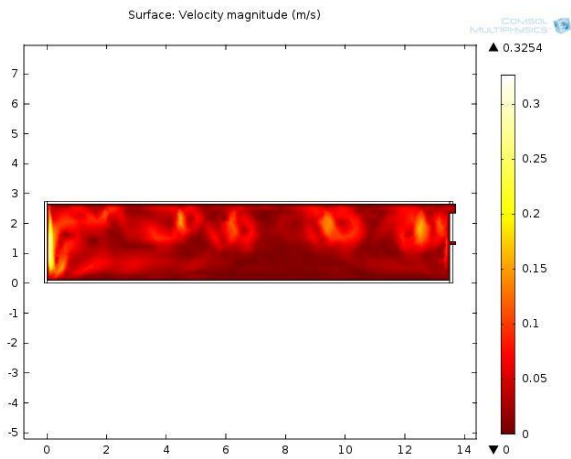


Figura 17: Campo Velocità a t = 5 min

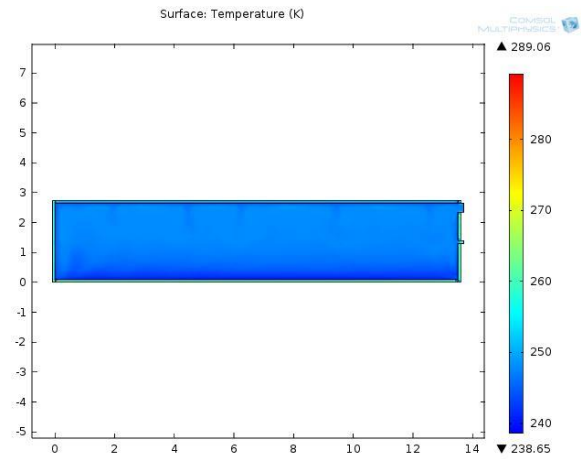


Figura 18: Campo Temperature a t = 5 min

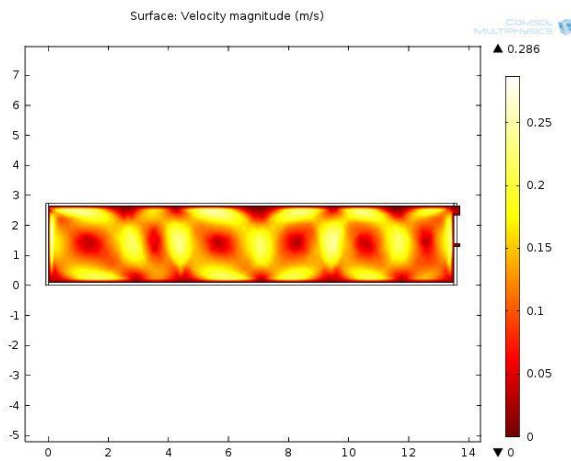


Figura 19: Campo Velocità a t = 60 min

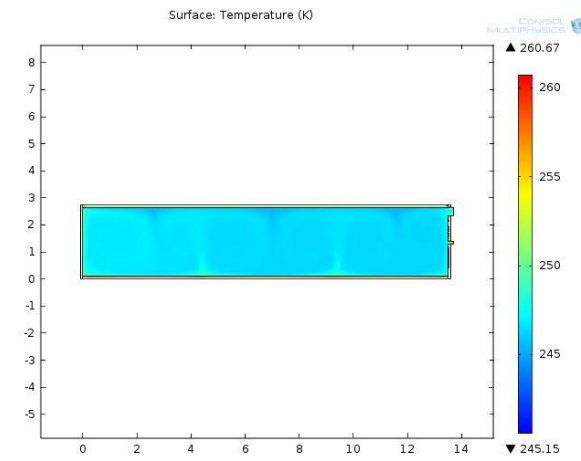


Figura 20: Campo Temperature a t = 60 min

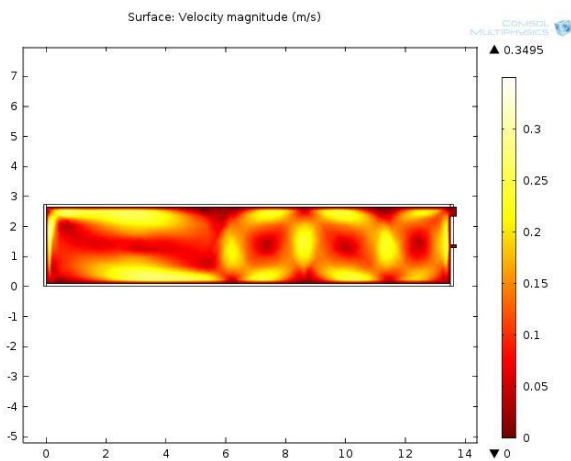


Figura 21: Campo Velocità a t = 120 min

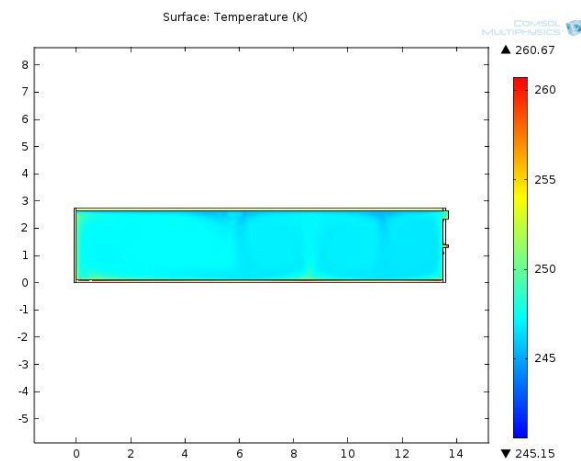
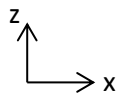


Figura 22 - Campo Temperature a t = 120 min



Nelle figure 17-22 sono riportati i campi delle velocità e delle temperature nella sezione z-x della cassa mobile per 3 diversi istanti temporali, rispettivamente dopo 5, 60 e 120 minuti. Si possono notare per il campo delle velocità la formazione di alcuni vortici (6 dopo la prima ora e 4 dopo la seconda ora) durante tutta la simulazione del modello che evidenziano l'andamento dei flussi convettivi all'interno della cassa mobile, e per il campo delle temperature le differenze dovute alla presenza delle piastre eutettiche e delle forze di volume nella cassa mobile. Per questa ultima simulazione si è dovuto fare un cambiamento della scala delle temperature per poter evidenziare le minime differenze di temperatura dovute ai moti convettivi all'interno della cassa mobile. Anche qui sono visibili 6 vortici dopo la prima ora e 4 vortici dopo la seconda ora.

Nella figura 23 invece è riportato l'andamento della temperatura media in tutta la superficie z-x della cassa mobile dall'inizio della simulazione fino a 2 ore. Come si può vedere, dopo un transitorio, il modello tende a raggiungere una temperatura media pressoché costante dopo la prima ora intorno ai -26°C .

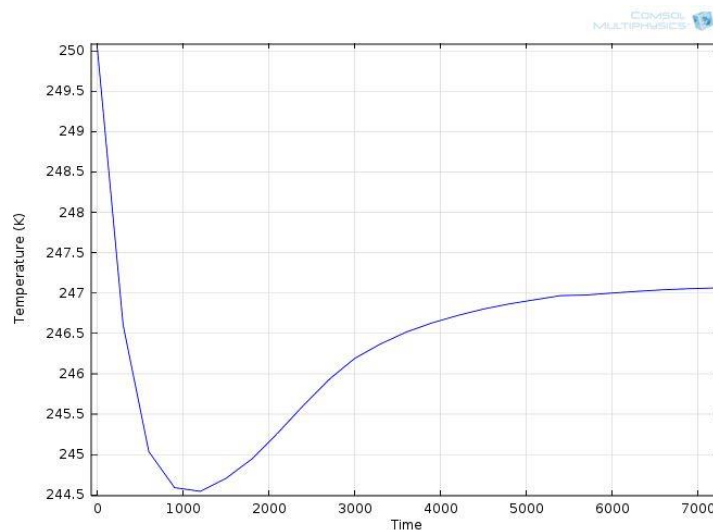


Figura 23: Andamento temperatura media lungo la superficie z-x per $t = 2\text{h}$

Nelle figure 24-29 è mostrato l'andamento delle temperature lungo tutta la lunghezza della cassa mobile a quote diverse rispetto all'altezza interna della cassa, dopo un'ora di simulazione del modello.

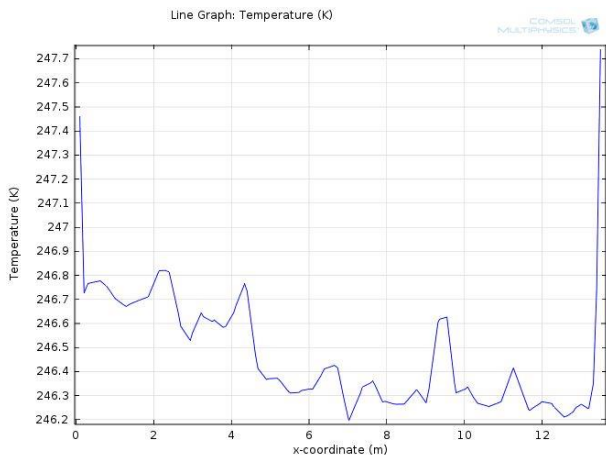


Figura 24: Andamento Temperatura lungo asse x, $z = \max/2$ e $t = 1h$

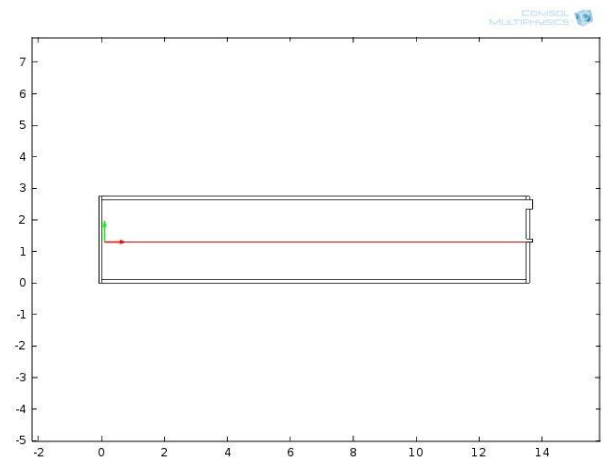


Figura 25: Asse x con $z = \max/2$

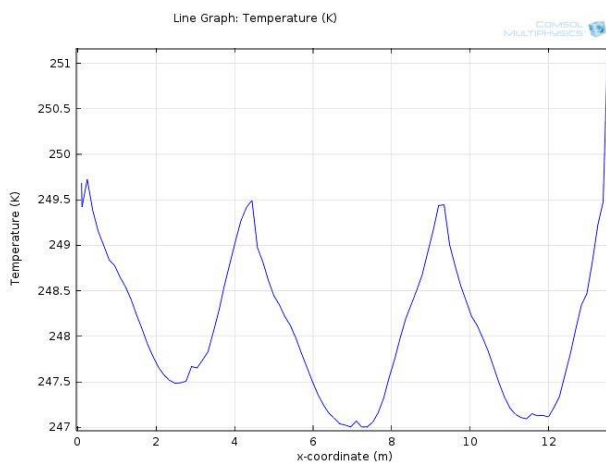


Figura 26: Andamento Temperatura lungo asse x, $z = 0$ e $t = 1h$

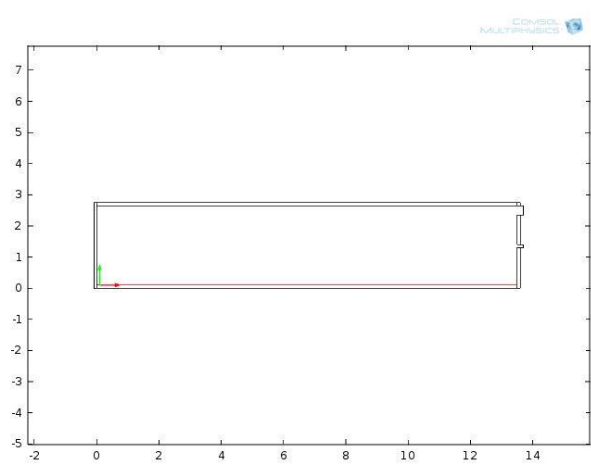


Figura 27: Asse x con $z = 0$

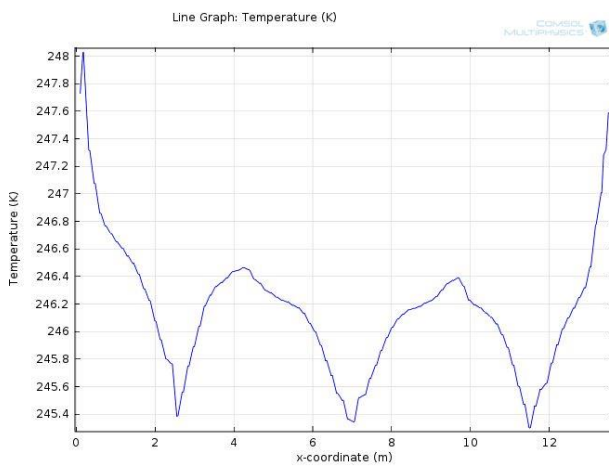


Figura 28: Andamento Temperatura lungo asse x, $z = \max$ e $t = 1h$

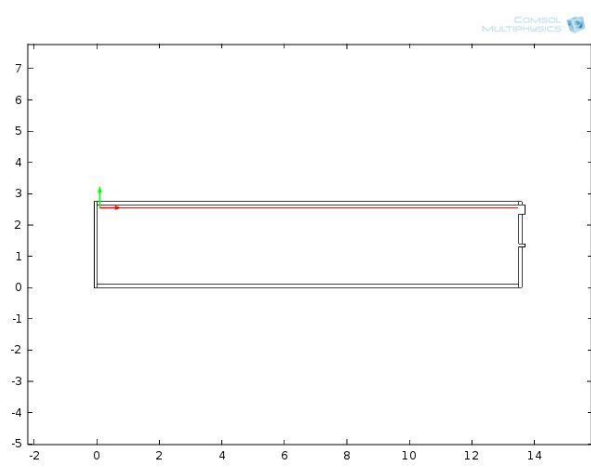


Figura 29: Asse x con $z = \max$

Nelle figure 30-35 è mostrato invece l'andamento della temperatura al variare dell'altezza dal tetto fino al pavimento, in prossimità del compressore, al centro della cassa e in prossimità delle porte.

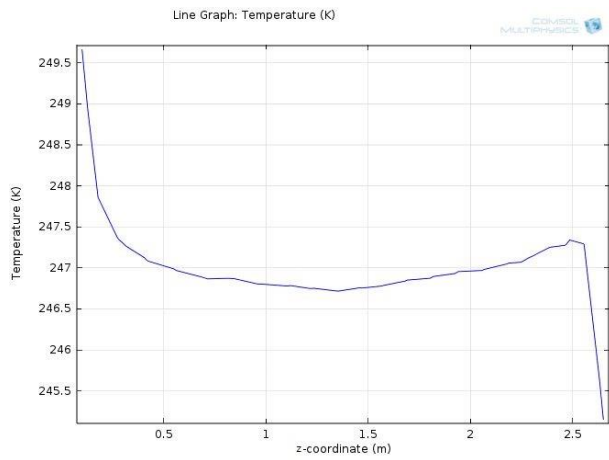


Figura 30: Andamento Temperatura lungo asse z, $x = \max$ e $t = 1h$

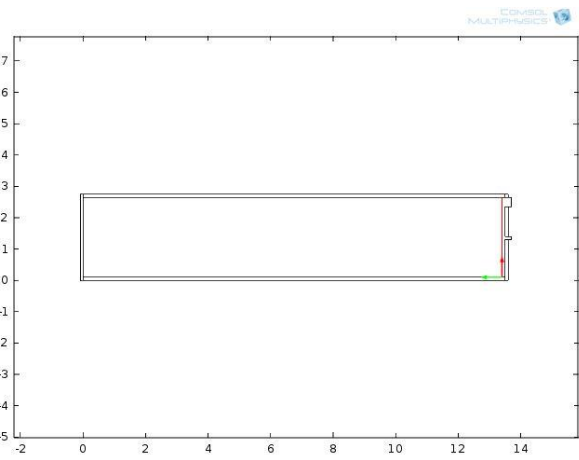


Figura 31: Asse z con $x = \max$

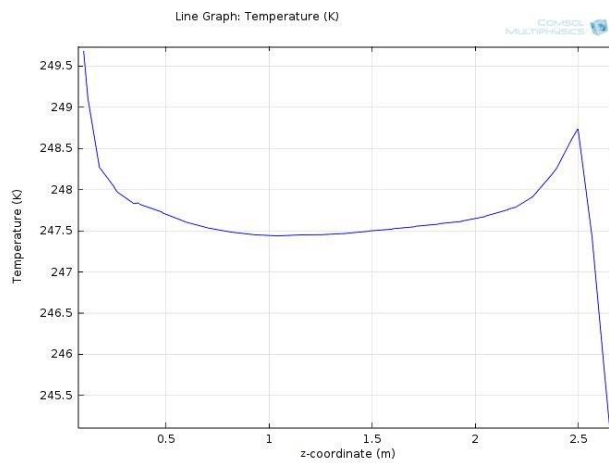


Figura 32: Andamento Temperatura lungo asse z, $x = 0$ e $t = 1h$

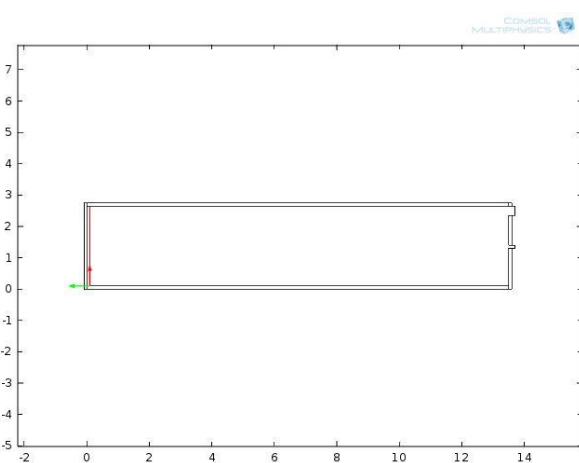


Figura 33: Asse z con $x = 0$

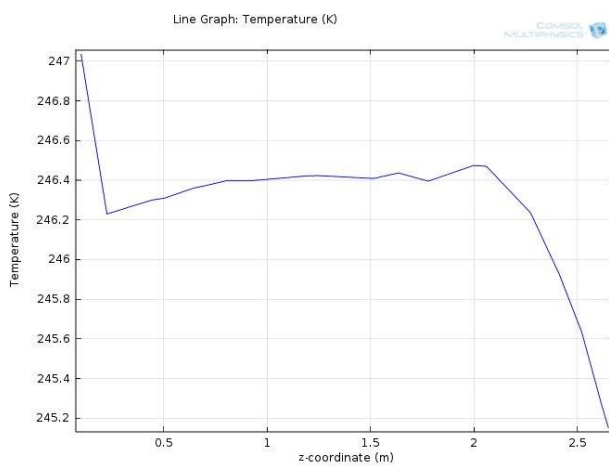


Figura 34: Andamento Temperatura lungo asse z, $x = \max/2$ e $t = 1h$

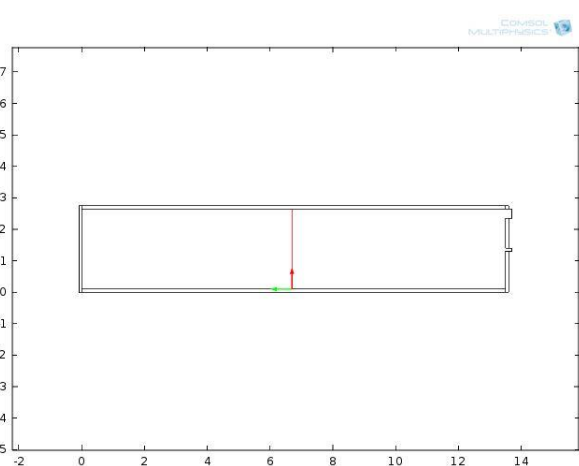


Figura 35: Asse z con $x = \max/2$

Da questi andamenti delle temperature lungo l'asse x della cassa, si evidenzia dopo la prima ora di simulazione del modello, che a metà altezza la temperatura va da -26.7°C per la zona centrale e la zona vicino al compressore a -26.2°C per la zona posteriore; in prossimità del tetto invece la temperatura varia di circa un grado con un andamento oscillante tra -26.6°C e -27.6°C , però nel complesso più fredda rispetto alla zona a metà altezza perché più vicina all'eutettico; infine in prossimità del pavimento la temperatura varia di circa due gradi tra -23.5°C e -26°C con un andamento sempre oscillante però con temperature superiori rispetto alle zone tetto e metà altezza.

Lungo l'asse z l'andamento delle temperature mostra che per la zona compressore la temperatura varia da -25.5°C a -26°C , per la zona centrale la temperatura è intorno ai -26.6°C e per la zona porte la temperatura va da -25.5°C a -24.5°C , pertanto la zona centrale resta sempre la zona più fredda rispetto alle altre due zone e al massimo lungo la direzione z si notano differenze di temperatura minori di 1°C dovute alla differenza di quota.

3.4 SIMULAZIONE PROVA STATICA CASSA VUOTA REGIME FREDDO MOTO TURBOLENTO (COMPRESSORE ACCESO)

E' stato riprodotto un modello a cassa vuota in regime freddo moto turbolento per simulare il ciclo ON del compressore, la cui azione di raffreddamento predomina su quella delle piastre eutettiche considerata nelle ipotesi pertanto trascurabile.

3.4.1 DICHIARAZIONI PARAMETRI

I parametri geometrici sono identici a quelli riportati nella tabella 5 ed al sistema di coordinate cartesiane nelle tabelle 6 e 7 relativi al moto laminare (compressore spento).

3.4.2 GEOMETRIA DEL MODELLO

Anche per quanto riguarda lo spazio bi-dimensionale, per il numero di domini (7) ed il numero di boundaries (29), i valori sono gli stessi del moto laminare (figura 11 e tabella 8).

3.4.3 MATERIALI

I materiali definiti nel moto laminare (tabelle (9-13) e figure (12-14)) sono gli stessi del moto turbolento, l'unica differenza riguarda il *boundary 9* delle piastre eutettiche in quanto nel moto turbolento con il compressore acceso durante la fase ON, le piastre eutettiche vengono ricongelate e pertanto la loro temperatura non si può considerare costante, ma decrescente. Pertanto la loro azione caratterizzata da un regime laminare, si può ritenere trascurabile rispetto a quella del compressore in regime turbolento.

3.4.4 DEFINIZIONE DEL MODELLO

E' stato definito un modello che utilizza come tecnica di risoluzione delle correnti turbolente l'integrazione delle *equazioni mediate di Reynolds (RANS, Reynolds Averaged Navier Stokes)* [3]. Con i diversi modelli possibili di turbolenza presenti in letteratura in applicazioni analoghe alla nostra e disponibili in Comsol ($k-\varepsilon$, $k-\omega$, ..), sono state fatte alcune simulazioni di prova per decidere il modello di turbolenza più indicato per l'analisi dei flussi convettivi all'interno della cassa mobile [4] [5].

Il modello scelto è stato il $k-\varepsilon$, dove si aggiungono alle equazioni precedentemente esaminate, quelle relative al bilancio per l'energia cinetica turbolenta k e per il rate di dissipazione per unità di massa ε .

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho(\mathbf{u} \cdot \nabla)k = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho \varepsilon$$

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho(\mathbf{u} \cdot \nabla)\varepsilon = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad \varepsilon = \varepsilon_p$$

$$\mu_T = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

$$P_k = \mu_T \left[\nabla \mathbf{u} : (\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \mathbf{u})^2 \right] - \frac{2}{3} \rho k \nabla \cdot \mathbf{u}$$

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho C_p \mathbf{u} \cdot \nabla T = \nabla \cdot (k \nabla T) + Q + Q_{vh} + W_p$$

Ugualmente al regime laminare sono stati definiti il fluido (*Air*), le pareti isolanti (*Thermal insulation*) e le pareti di scambio termico (*Wall*), le condizioni iniziali (*Initial values*) con la temperatura iniziale della cassa, la conduzione del calore attraverso le pareti della cassa (*Heat transfer in solid*), le forze di volume (*volume force*), il valore iniziale della pressione (*Pressure Point Constraint*), la temperatura iniziale dell'eutettico (*Temperature1*), la temperatura esterna, i flussi convettivi con l'esterno (*Convective Cooling*) (tabelle 19-21). In aggiunta sono state definite le condizioni al contorno di *inlet* e di *outlet* relative all'ingresso e all'uscita dell'aria fredda immessa dal compressore all'interno della cassa mobile (figura 36) [6]:

Description	Value
Temperature	251.15[K]

Tabella 19: Temperatura iniziale cassa mobile

Description	Value
Normal inflow velocity	-15[m/s]
Turbulent intensity I_T	0.03
Turbulence length scale L_T	0.02[m]

Tabella 20: Condizioni al contorno inlet

Description	Value	Selection
Temperature	250.15[K]	Boundary 29

Tabella 21: Temperatura inlet

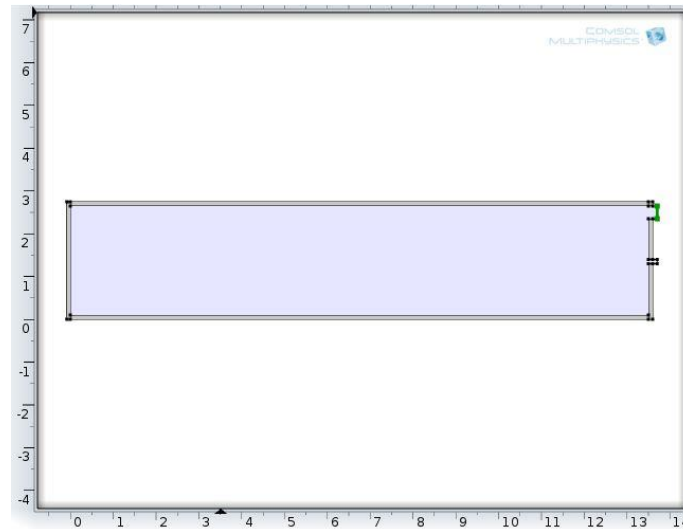


Figure 36: Geometria Boundary 29 Inlet

Secondo queste condizioni al contorno il numero di Reynolds $Re = \rho UL/\mu$ risulta pari a circa 200000 con ρ e μ rispettivamente:

$$\mu = 1.6 \cdot 10^{-5} \text{ [kg/ms]}$$

$$\rho = 0.74 \text{ kg/m}^3$$

$L = 4S/P = 0.3\text{m}$ (diametro idraulico per equivalenze rettangolari) alla temperatura operativa (tabella 18).

Nella tabella 20 e 21 sono riportate invece le condizioni al contorno di *inlet* calcolate come:

$$I_T = 0.16 (Re_L)^{-1/8} = 0.03 \text{ (3\%)}$$

$$L_T = 0.07 L = 0.02 \text{ m}$$

I valori di I_T e L_T sono stati poi utilizzati per il calcolo di k e ε

$$k_2 = \frac{3}{2} (U_0 I_T)^2, \quad \varepsilon = C_{\mu}^{3/4} \frac{k_2^{3/2}}{L_T}$$

Il modello di turbolenza è valido all'interno della cassa mobile in tutte le regioni di turbolenza, in vicinanza delle pareti dove gli effetti viscosi sono dominanti il modello è stato utilizzato insieme alle *wall functions*, condizioni al contorno delle pareti.

3.4.5 MESH

Anche per il regime turbolento la forma delle celle della *mesh* individuata è triangolare. È stata scelta una *mesh* non uniforme: celle più piccole in corrispondenza ad esempio delle pareti della cassa e dei punti di *inlet* e di *outlet*, in modo da avere una soluzione più precisa. Sono state fatte diverse simulazioni con varie dimensioni della griglia (da *fine* a *extra coarse*) e alla fine si è optato per la *mesh extra coarse*, in quanto si è visto che i risultati della simulazione sono comunque *grid-independent* e una *mesh* meno fitta riduce il tempo di esecuzione della simulazione (figura 37).

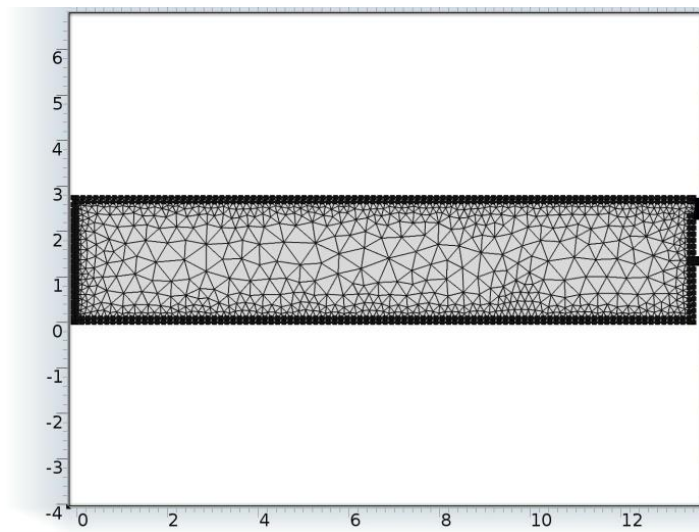


Figure 37: Mesh cassa mobile regime turbolento

3.4.6 TIME-DEPENDENT STUDY

Anche in questo caso lo studio è stato condotto in modo dipendente dal tempo. È stato impostato un tempo di simulazione massimo, in caso di moto turbolento, pari a 4 minuti (240 s) con passo di 1 secondo. Tale scelta è stata presa in considerazione dell'elevato tempo di esecuzione (14h per 1 minuto di simulazione) e del fatto che, dopo tale tempo la temperatura all'interno della cassa raggiunge già valori adeguati ai dati sperimentali acquisiti durante le prove statiche, e ulteriori minuti di esecuzione del modello non portano a significative variazioni sui valori della temperatura all'interno della cassa mobile. Del resto la costruzione del modello di simulazione è stato indotto dalla necessità di verificare non tanto il valore assoluto della temperatura all'interno della cassa mobile, ma quanto l'uniformità della distribuzione del freddo all'interno della stessa e quindi le differenze relative che si possono generare tra le diverse zone interne.

Come ultima impostazione è stato definito il risolutore più appropriato per questo tipo di applicazione (*Solver*) e si è mandato in esecuzione il modello così configurato. Il tempo totale di esecuzione è stato di circa 60 ore con la *mesh* selezionata e tale simulazione è stata eseguita su di un personal computer equipaggiato con un processore i5 quad-core 3.1 Ghz.

3.4.7 RISULTATI

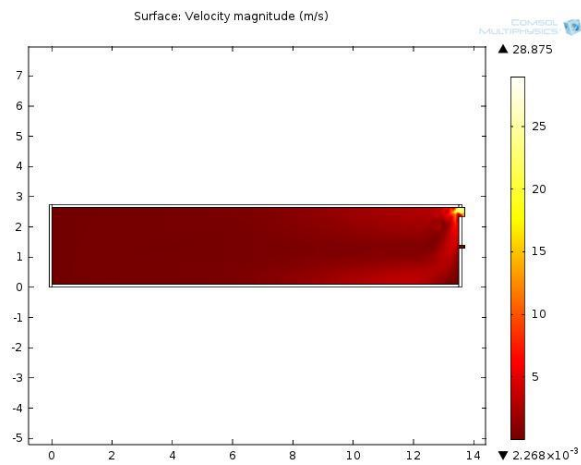


Figura 38: Campo Velocità a t = 1 min

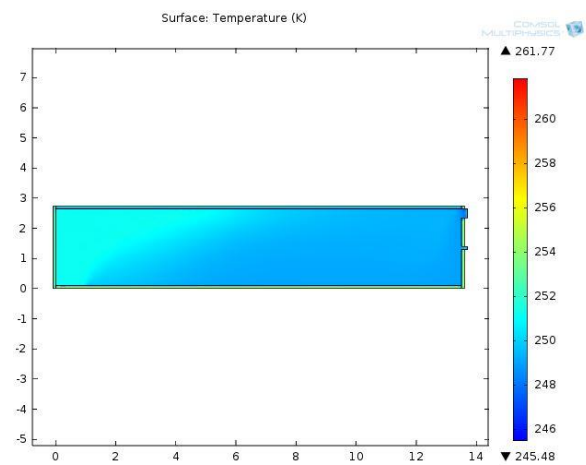


Figura 39: Campo Temperature a t = 1 min

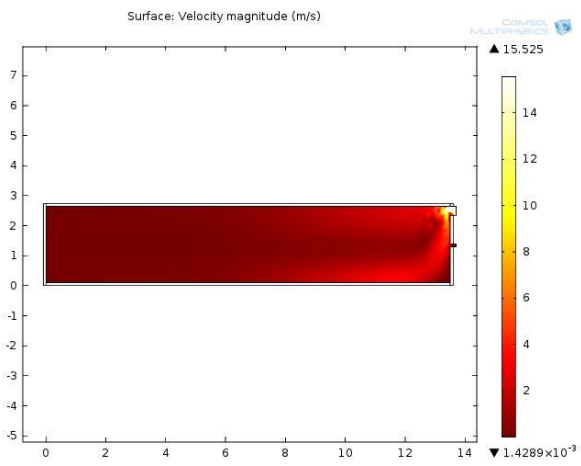


Figura 40: Campo velocità a t = 3 min

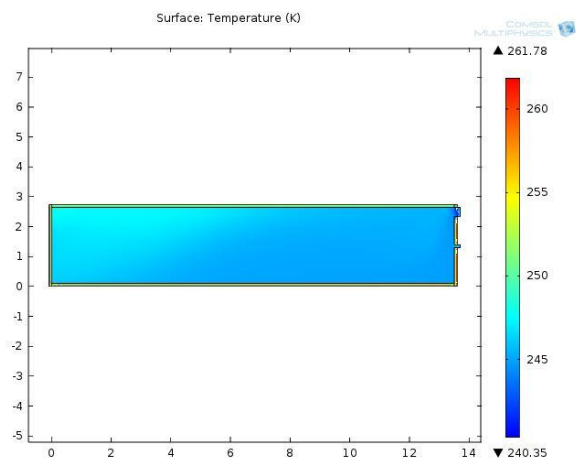


Figura 41: Campo Temperature a t = 3 min

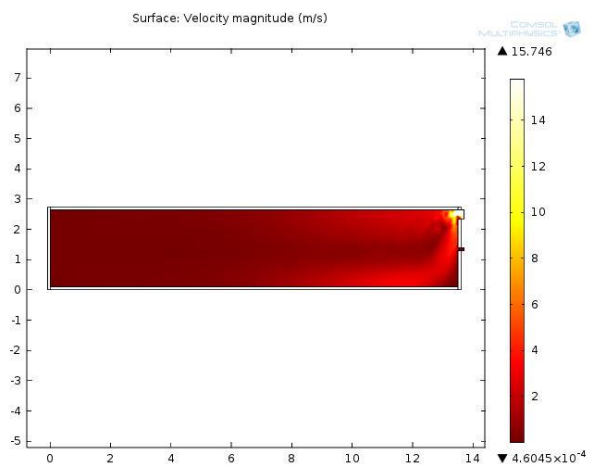


Figura 42: Campo Velocità a t = 4 min

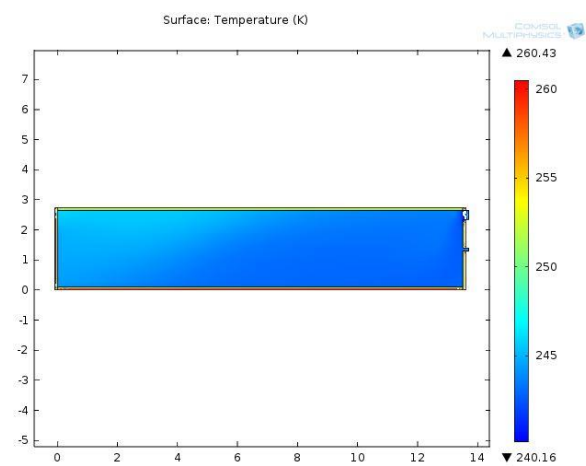
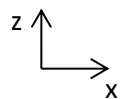


Figura 43: Campo Temperature a t = 4 min



Nelle figure 38-43 sono riportati i campi delle velocità e delle temperature nella sezione z-x della cassa mobile per 3 diversi istanti temporali, rispettivamente dopo 1, 3 e 4 minuti. Si possono notare per il campo delle velocità la diversa distribuzione, in vicinanza dell'*inlet* del compressore, rispetto agli altri punti all'interno della cassa mobile, e per il campo delle temperature le differenze dovute all'aria più fredda immessa dal compressore e che gradualmente si distribuisce internamente alla cassa mobile. I range delle scale delle velocità e delle temperature si adeguano automaticamente al cambiamento progressivo delle stesse con l'aumentare del tempo di esecuzione del modello.

Nella figura 44 invece è riportato l'andamento della temperatura media in tutta la superficie z-x della cassa mobile dopo 4 minuti di simulazione del modello. Come si può vedere, la diminuzione della temperatura media all'interno della cassa, dopo un breve tratto iniziale, è abbastanza lineare.

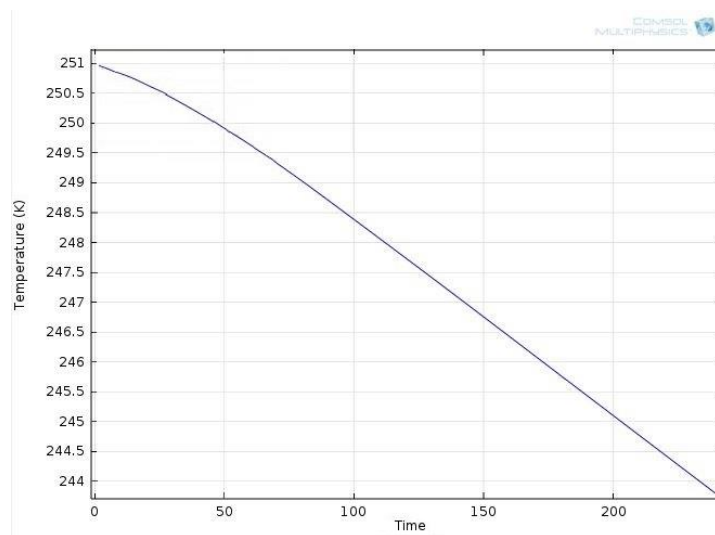


Figura 44: Andamento della temperatura media lungo asse z-x dopo t = 4 min

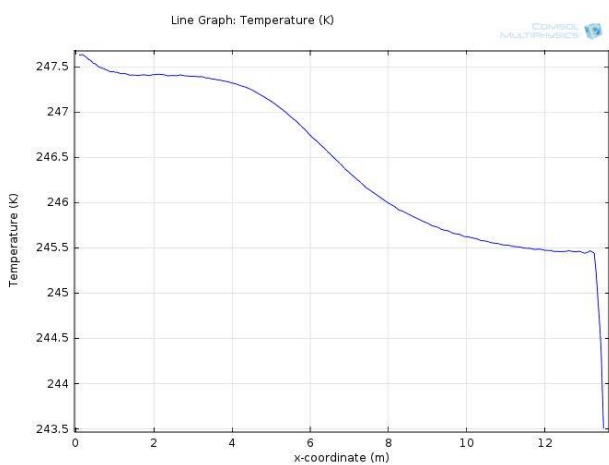


Figura 45: Andamento Temperatura lungo asse x, z = max e t = 3 min

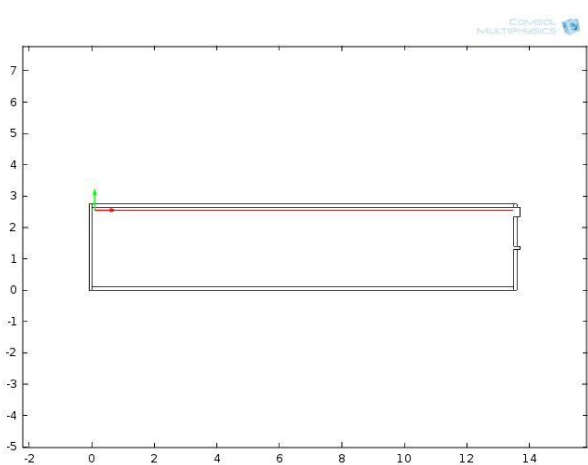


Figura 46: Asse x con z = max

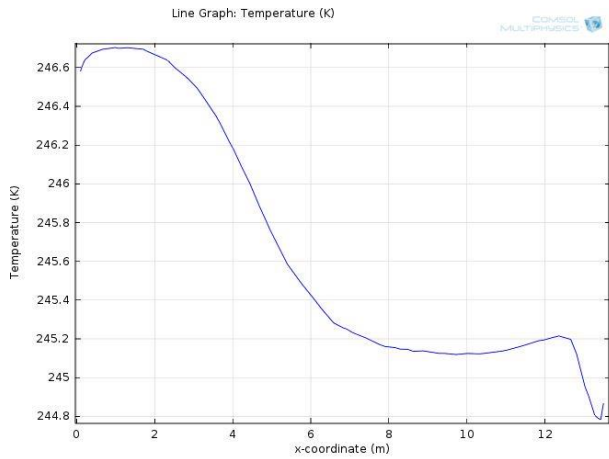


Figura 47: Andamento Temperatura lungo asse x, $z = \max/2$ e $t = 3$ min

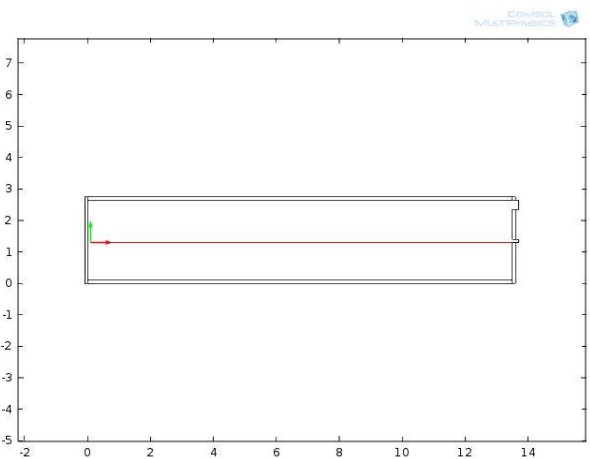


Figura 48: Asse x con $z = \max/2$

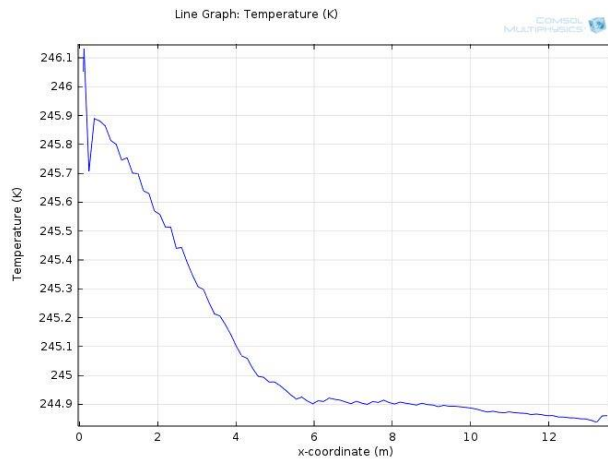


Figura 49: Andamento Temperatura lungo asse x, $z = 0$ e $t = 3$ min

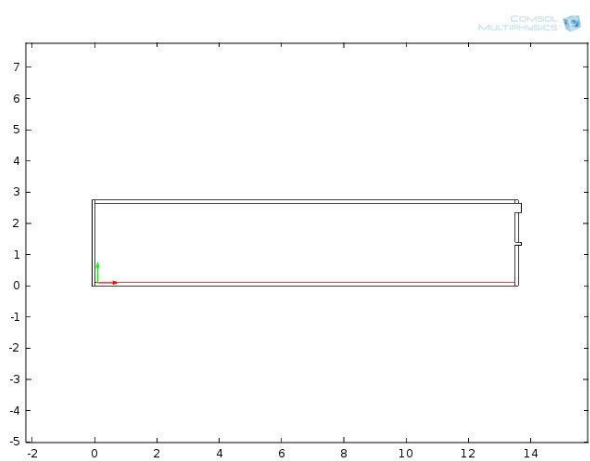


Figura 50: Asse x con $z = 0$

Nelle figure 45-50 è mostrato l'andamento delle temperature lungo tutta la lunghezza della cassa mobile a quote diverse rispetto all'altezza interna della cassa, dopo 3 minuti di simulazione del modello.

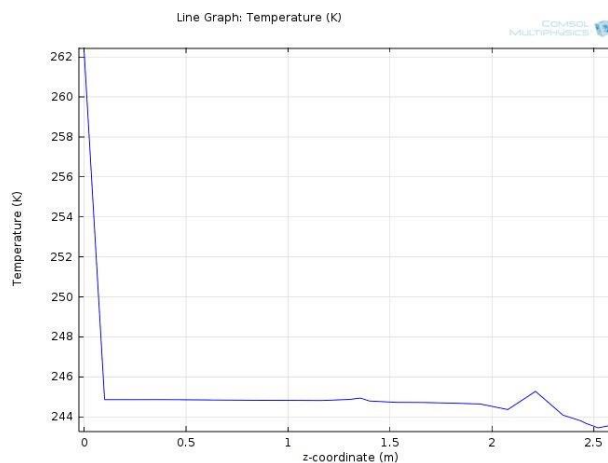


Figura 51: Andamento Temperatura lungo asse z, $x = \max$ e $t = 3$ min

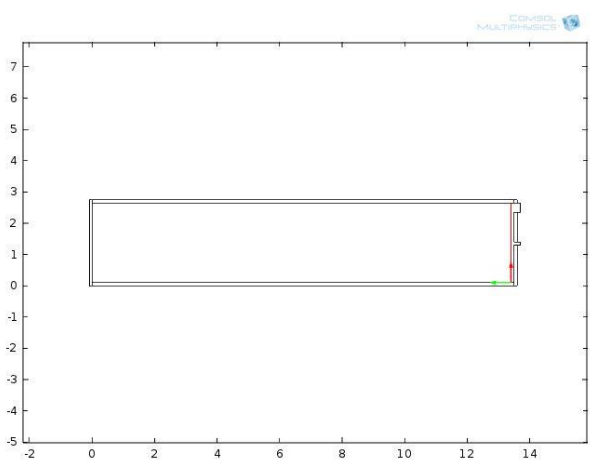


Figura 52: Asse z con $x = \max$

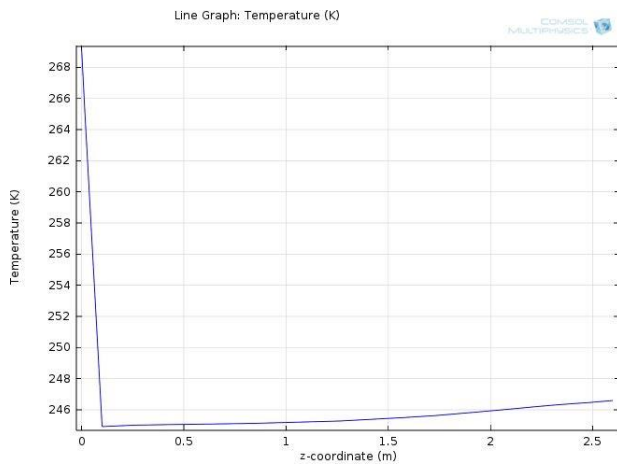


Figura 53: Andamento Temperatura lungo asse z, $x = \max/2$ e $t = 3$ min

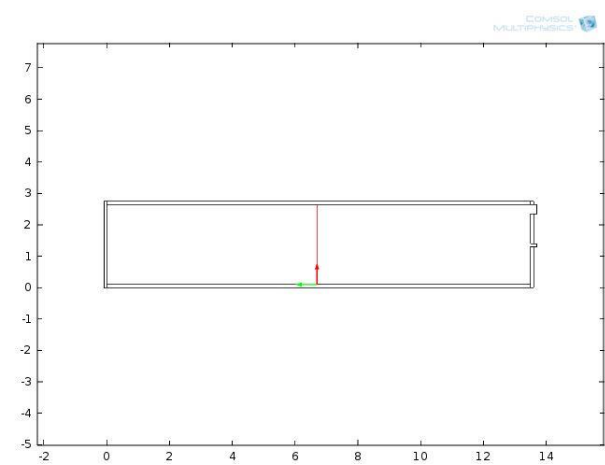


Figura 54: Asse z con $x = \max/2$

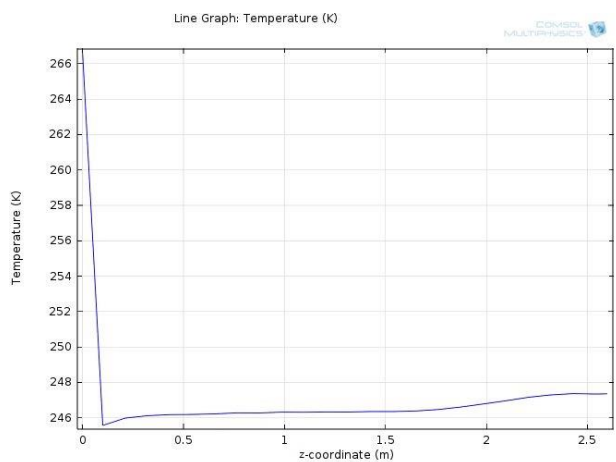


Figura 55: Andamento Temperatura lungo asse z, $x = 0$ e $t = 3$ min

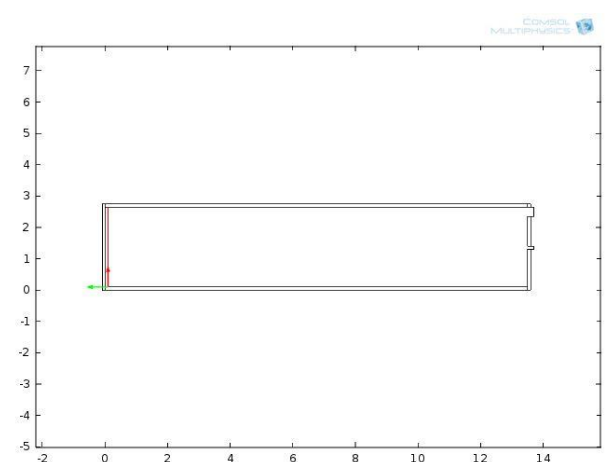


Figura 56: Asse z con $x = 0$

Nelle figure 51-56 è mostrato l'andamento di T al variare dell'altezza dal tetto fino al pavimento, in prossimità del compressore, al centro della cassa e in prossimità delle porte. Da questi andamenti delle temperature lungo l'asse x , si evidenzia dopo 3 minuti di simulazione per il regime turbolento, che a metà altezza T va da -27.8°C per la zona centrale e la zona vicino al compressore a -26.4°C per la zona posteriore; in prossimità del tetto invece T varia di circa 2°C da -25.5°C nella zona porte a -27.5°C nella zona centrale e zona compressore, però nel complesso questa zona risulta meno fredda rispetto a quella a metà altezza; in prossimità del pavimento T varia di circa 1°C tra -27.1°C nella zona porte e -28.1°C nella zona centrale e zona compressore, però con temperature leggermente inferiori rispetto alle zone tetto e a metà altezza, in quanto l'aria fredda immessa dal compressore tende a scendere verso le zone a quota più bassa.

Lungo l'asse z l'andamento di T è pressoché costante o con differenze comunque minori di 1°C . Per la zona compressore T è intorno ai -28°C , per la zona centrale la temperatura va da -27°C sotto il tetto a -27.5°C sul pavimento e per la zona porte la temperatura va da -26°C sotto il tetto a -27°C sul pavimento, pertanto la zona vicino al compressore è chiaramente la zona più fredda rispetto alle altre due zone a temperatura leggermente superiore, dovuta alla distanza del punto di immissione dell'aria fredda dal fondo della cassa mobile e comunque la differenza tra la zona compressore e la zona porte raggiunge al massimo i 2°C .

4. CONFRONTO TRA I RISULTATI SPERIMENTALI E LE SIMULAZIONI DEL MODELLO SVILUPPATO IN COMSOL

Dopo aver sviluppato il modello in Comsol e ottenuti i risultati siamo passati alla fase di validazione degli stessi, necessaria a dare informazioni sulla bontà del modello sviluppato. Nonostante il numero limitato delle sonde inserite nella cassa mobile si è cercato comunque di confrontare in maniera adeguata i dati acquisiti durante la sperimentazione con i dati sperimentali elaborati dal modello [7].

4.1 SIMULAZIONE PROVA STATICA CASSA VUOTA REGIME FREDDO MOTO LAMINARE

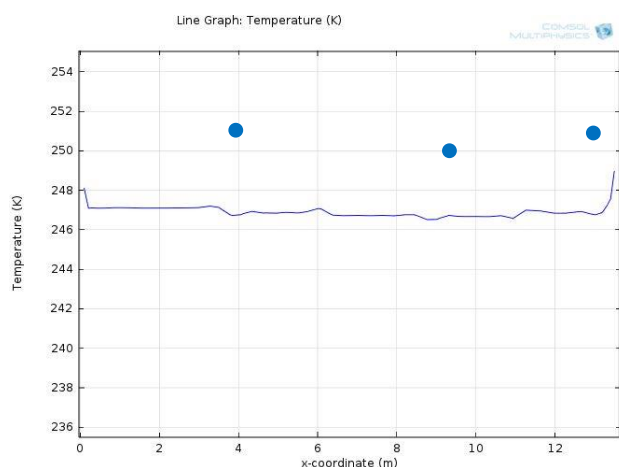


Figura 57: Confronto dati numerici e sperimentali delle temperature

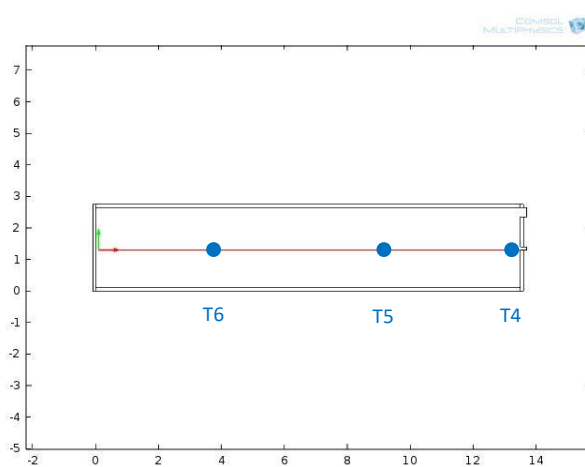


Figura 58: Asse x con $z = \max/2$

Sonde	OFF
T4	-22.2°C
T5	-23°C
T6	-22.3°C

Tabella 22: Temperature dati sperimentali compressore OFF

Per confrontare i dati sperimentali registrati dalle sonde PT100 posizionate a metà altezza della cassa mobile con i dati simulati dal modello in Comsol, abbiamo considerato l'andamento della temperatura lungo l'asse x con quota pari a $z_{\max}/2$ (figure 57 e 58). Come arco temporale nel modello è stato considerato un Δt pari a 20 minuti, corrispondente all'intervallo ON-OFF delle acquisizioni delle sonde, e selezionato dopo la prima ora di simulazione, per permettere al modello di raggiungere valori di regime. Si riscontra uno scostamento, pari a circa 3 gradi tra i dati sperimentali e quelli simulati, assolutamente accettabile in quanto dovuto alle ipotesi semplificative utili per la definizione del modello sviluppato. Comunque vengono rispettate le differenze di temperature relative alle diverse zone termiche della cassa mobile, in quanto la zona centrale risulta lievemente più fredda rispetto alle altre due zone contigue sia nella sperimentazione che nel modello.

4.2 SIMULAZIONE PROVA STATICA CASSA VUOTA REGIME FREDDO MOTO TURBOLENTO

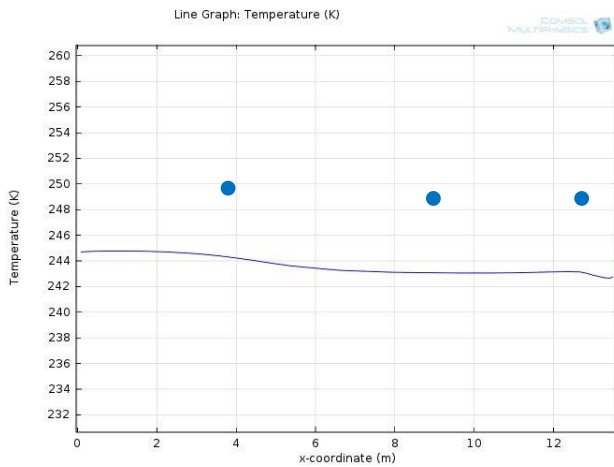


Figura 59: Confronto dati numerici e sperimentali delle temperature

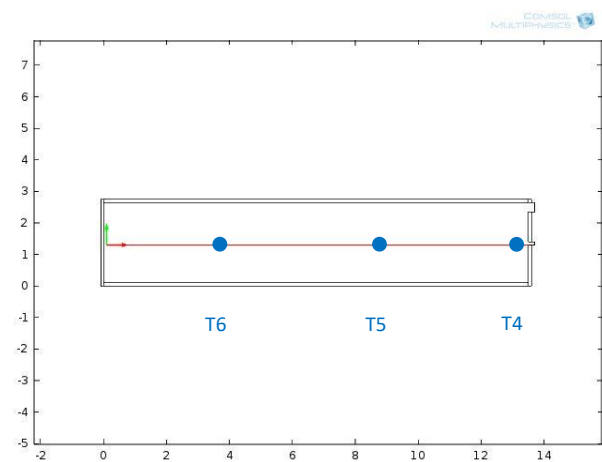


Figura 60: Asse x con $z = \max/2$

Sonde	ON
T4	-23.8°C
T5	-24.2°C
T6	-23.2°C

Tabella 23: Temperature dati sperimentali compressore ON

Per confrontare i dati sperimentali registrati dalle sonde PT100 posizionate a metà altezza della cassa mobile con i dati simulati dal modello in Cmsol per il regime turbolento, abbiamo considerato l'andamento della temperatura lungo l'asse x con quota pari a $z_{\max}/2$ (figure 59 e 60). Come arco temporale nel modello di simulazione è stato considerato un Δt pari a 4 minuti, in quanto dopo tale tempo le temperature si attestano su questi valori e visti anche i tempi elevati di esecuzione, il modello di simulazione non introduce ulteriori informazioni. Del resto il modello cerca di verificare non tanto i valori assoluti delle temperature nei vari punti interni della cassa mobile, ma l'uniformità della distribuzione del freddo lungo le varie direzioni della cassa mobile. Si riscontra pertanto uno scostamento, pari a circa 4-5 gradi tra i dati sperimentali e quelli simulati, assolutamente accettabile anche in questo caso dovuto alle ipotesi semplificative fatte al momento della definizione del modello. Comunque le differenze di temperature rilevate tra la zona in prossimità del compressore e le altre due zone contigue sia nella sperimentazione che nel modello sono dovute chiaramente alla posizione del punto di immissione di aria fredda all'interno della cassa mobile.

5. CONCLUSIONI

L'obiettivo dell'analisi numerico-sperimentale dei flussi convettivi all'interno del volume utile della cassa mobile, nell'ambito del Progetto PON PT²-LOG, era quello di rilevare la presenza di verificare l'uniformità della distribuzione del freddo.

A tal fine, in primo luogo la cassa mobile è stata attrezzata con sonde PT100 che hanno consentito di monitorare la temperatura in sei diversi punti interni (2 per l'eutettico e 4 per le pareti). Il monitoraggio delle temperature all'interno della cassa mobile è avvenuto per tutta la durata del viaggio simulato dal momento di inizio della ricarica delle piastre eutettiche fino alla riapertura delle porte a fine viaggio, passando per le diverse modalità di funzionamento (ibrida, attiva, passiva) significative delle diverse fasi del viaggio intermodale (treno, gomma, nave). Pertanto per garantire le condizioni termiche di trasporto il compressore ha effettuato cicli ON-OFF di funzionamento. Tali dati registrati sono stati successivamente elaborati e sono risultati utili ai fini della validazione del modello numerico successivamente sviluppato.

Tale analisi numerica è stata implementata grazie all'ausilio di *Comsol Multiphysics 4.3b*, un software CFD commerciale scientifico che permette simulazioni multifisiche all'interno dello stesso modello, nonché la risoluzione di problemi ingegneristici e scientifici basati su equazioni differenziali alle derivate parziali (PDE) mediante l'utilizzo del metodo agli elementi finiti (FEM). Nella simulazione sono stati considerati due modelli fisici diversi, uno in regime laminare per riprodurre il ciclo OFF del compressore con la sola azione del raffreddamento prodotto dalle piastre eutettiche, l'altro in regime turbolento per riprodurre il ciclo ON del compressore, la cui azione di raffreddamento predomina su quella delle piastre eutettiche considerata nelle ipotesi pertanto trascurabile. In quest'ultimo come modello di turbolenza *RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes)* è stato utilizzato il modello *k-ε* scelto tra quelli disponibili presenti in letteratura in applicazioni analoghe, relative al trasporto intermodale di prodotti alimentari.

Come ultima fase della sperimentazione è stato effettuato il confronto tra i dati sperimentali acquisiti durante il viaggio simulato e i dati numerici elaborati tramite il software Comsol, che ha permesso così la validazione del modello implementato, nonostante il numero limitato di sonde messe a nostra disposizione all'interno della cassa. Viste le dimensioni notevoli della cassa, un numero maggiore di sonde di temperatura equispaziate e ulteriori informazioni riguardo la distribuzione della velocità dell'aria all'interno della cassa, avrebbero consentito la messa a punto di un modello più accurato.

Per quanto riguarda il regime laminare, si riscontra un lieve scostamento nei valori assoluti tra i dati sperimentali e quelli simulati, dovuto alle ipotesi semplificative utili per la definizione del modello sviluppato. Comunque entrambi i dati evidenziano le stesse minime differenze di temperature relative alle diverse zone termiche della cassa mobile, e cioè che la zona centrale risulta lievemente più fredda rispetto alle altre due zone contigue.

Per quello turbolento, viene confermato lo scostamento, tra i dati sperimentali e quelli simulati, e le differenze di temperature rilevate tra la zona in prossimità del compressore e le altre due zone contigue sono dovute chiaramente alla posizione del punto di immissione di aria fredda all'interno della cassa mobile. La complessità del modello numerico in regime turbolento, visti i lunghi tempi di esecuzione, ha imposto un

ridotto intervallo di simulazione rispetto al ciclo reale di accensione del compressore, fornendo comunque informazioni attendibili sulla distribuzione del freddo all'interno della cassa mobile.

L'applicazione delle tecniche di modellazione dei flussi convettivi ai sistemi di refrigerazione, fornisce quindi un'opportunità per migliorare le conoscenze dei fenomeni in questione, in modo da ridurre l'eterogeneità della distribuzione delle temperature e aumentare l'efficienza di tali sistemi di refrigerazione.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Estrada-Flores S., Eddy A. “Thermal performance indicators for refrigerated road vehicles”, *International Journal of Refrigeration* 2006; 29: 889-898.
- [2] <http://www.comsol.com/multiphysics>
- [3] Gardin P., Brunet M., Domgin J.F., Pericleous K. “An experimental and numerical CFD study of turbulence in a tundish container” *Applied Mathematical Modelling* 2002; 26: 323-336.
- [4] Moureha J., Flick D. “Airflow pattern and temperature distribution in a typical refrigerated truck configuration loaded with pallets”, *International Journal of Refrigeration* 2004; 27: 464-474.
- [5] Smale N.J., Moureh J., Cortella G. “A review of numerical models of airflow in refrigerated food applications”, *International Journal of Refrigeration* 2006; 29: 911-930.
- [6] Yun H.S., Kwon J.K., Lee H.D., Kim Y.K., Yun N.K. “CFD Simulation of Airflow and Heat Transfer in the Cold Container”, *Journal of Biosystems Eng.* 2007; 32(6): 422-429.
- [7] Rodriguez-Bermejo J., Barreiro P., Robla J.I, Ruiz-Garcia L., “Thermal study of a transport container”, *Journal of Food Engineering*, 2007; 80(2): 517-527.

ENEA
Servizio Promozione e Comunicazione
www.enea.it

Stampa: Laboratorio Tecnografico ENEA - C.R. Frascati
ottobre 2017