



UNIVERSITÀ POLITECNICA DELLE MARCHE
FACOLTÀ DI INGEGNERIA

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

**Analisi CFD di un magazzino automatico per la verifica dei
sistemi di condizionamento**

**CFD analysis of an automatic warehouse for the verification
of air conditioning systems**

Relatore:

Prof. Ing. Marco Sasso

Correlatori:

Prof. Ing. Andrea Crivellini

Ing. Davide Nardi Cesarini

Tesi di Laurea di:

Simone Rossi

Anno Accademico 2018/2019

*Non dar retta ai tuoi occhi
e non credere a quello che vedi.
Gli occhi vedono solo ciò che è limitato.
Guarda col tuo intelletto,
e scopri quello che conosci già,
allora imparerai come si vola.*

Richard Bach

Indice

Introduzione	1
Capitolo 1: Computational fluid dynamics	4
1.1 Campi di applicazione	6
1.1.1 Meteorologia	6
1.1.2 Soluzioni antincendio	7
1.1.3 Energia e scambio termico	7
1.2 Eq. che governano la fluidodinamica e lo scambio termico	10
1.2.1 Conservazione massa	10
1.2.2 Conservazione quantità di moto	12
1.2.3 Conservazione dell'energia	15
1.2.4 Equazione di stato	17
1.3 La turbolenza	18
1.3.1 Approccio RANS	25
1.3.1.1 Modello K-ϵ	28
1.3.1.2 Modello K-ω	31
Capitolo 2: Approccio metodologico al CFD	33
2.1 Pre – processing	34
2.1.1 Geometry	35
2.1.2 Meshing	36
2.1.2.1 Discretizzazione	39
2.2 Solving	43
2.2.1 Setup	44
2.2.2 Solution	45
2.2.2.1 Algoritmo SIMPLE	46
2.2.2.2 SIMPLEC, SIMPLER, PISO	48
2.2.2.3 Convergenza	49
2.3 Post – processing	49
2.3.1 Results and Graphics	50

Capitolo 3: Caso studio	51
3.1 Magazzino automatico	52
3.1.1 Ugelli di alimentazione	55
3.1.2 Griglie di ripresa	56
3.1.3 Stratificazioni	57
3.1.3.1 Pareti laterali	57
3.1.3.2 Soffitto	58
3.1.3.3 Pavimento	59
3.2 Condizioni operative	60
3.2.1 Condizioni esterne	60
3.2.2 Condizioni interne	60
3.2.3 Condizioni aria di mandata	61
3.2.4 Condizioni del terreno	61
3.3 Creazione della geometria	62
3.4 Semplificazione del modello	66
3.5 Realizzazione della mesh	69
3.6 Fase di setup	74
3.6.1 General	75
3.6.2 Models	76
3.6.3 Materials	77
3.6.4 Cell zone condition	79
3.6.5 Boundary condition	80
3.6.6 Monitors, resolution algorithm, run calculation	84
3.7 Convergenza	86
Capitolo 4: Analisi dei risultati	88
4.1 Risultati: invernale	89
4.2 Risultati: estivo	98
4.3 Analisi dei risultati	107
Conclusioni e sviluppi futuri	110

Indice delle figure

Figura 1.1: CFD applicata alla meteorologia	6
Figura 1.2: Movimentazione aria in una rimessa interrata	7
Figura 1.3: CFD per scambiatori a fascio tubiero	8
Figura 1.4: CFD per motori a combustione interna	8
Figura 1.5: CFD per turbomacchine	9
Figura 1.6: CFD nella climatizzazione	9
Figura 1.7: Campo di velocità bidimensionale	11
Figura 1.8: Sollecitazioni normali (sinistra) e di taglio (destra) agenti sull'elemento fluido	13
Figura 1.9: Turbolenza fumo sigaretta	19
Figura 1.10: Turbolenza in un corso d'acqua	19
Figura 1.11: Cascata di energia	20
Figura 1.12: Disegno schematico dell'ampiezza della spaziatura di griglia in relazione alla tecnica di calcolo e delle scale di moto	23
Figura 1.13: Decomposizione di un segnale statisticamente stazionario in parte media e parte fluttuante	26
Figura 1.14: Modello di chiusura del problema turbolento in relazione al costo computazionale	28
Figura 1.15: Rappresentazione schematica della distribuzione dell'energia di fluttuazioni di velocità nelle scale di lunghezza in un flusso turbolento	29
Figura 2.1: Fasi di realizzazione di un modello numerico	33
Figura 2.2: Fasi da seguire nel software per la realizzazione del modello	34
Figura 2.3: Fasi del pre – processing	34
Figura 2.4: Esempio realizzazione modello CAD da un disegno 2D	36
Figura 2.5: $AR = 1$ immagine di sinistra, $AR > 1$ immagine di destra	39
Figura 2.6: Metodo agli elementi finiti	41
Figura 2.7: Metodo agli elementi finiti 2	41
Figura 2.8: Volume di controllo per la derivazione delle eq. in forma integrale	42
Figura 2.9: Esempi di griglie a volume finito	43
Figura 2.10 Fasi del solving	44

Figura 2.11: Fasi del post – processing	50
Figura 3.1: Vista esterna magazzino automatico	52
Figura 3.2: Vista magazzino in fase di costruzione	53
Figura 3.3: Vista magazzino in fase di costruzione	53
Figura 3.4: Magazzino in sezione con dettaglio canali di mandata	54
Figura 3.5: Magazzino in sezione con dettaglio canali di ripresa	54
Figura 3.6: Dettaglio delle due UTA	55
Figura 3.7: Ugelli di alimentazione PK	55
Figura 3.8: Immagine esplicativa del modello di pannellatura	57
Figura 3.9: Scheda tecnica pareti laterali	57
Figura 3.10: Esempio pannello	58
Figura 3.11: Scheda tecnica soffitto	58
Figura 3.12: Assieme magazzino invernale	62
Figura 3.13: Assieme magazzino estivo	63
Figura 3.14: Dettaglio posizionamento elementi di mandata	64
Figura 3.15: Dettaglio scaffalatura con pallet	64
Figura 3.16: Dettaglio posizionamento griglia di ripresa invernale	64
Figura 3.17: Dettaglio posizionamento griglia di ripresa estivo	65
Figura 3.18: Messa in evidenza della porzione simmetrica di magazzino	66
Figura 3.19: Assieme magazzino invernale (modello semplificato)	67
Figura 3.20: Assieme magazzino estivo	68
Figura 3.21: Mesh magazzino invernale	69
Figura 3.22: Mesh magazzino estivo	70
Figura 3.23: Sezione trasversale mesh	70
Figura 3.24: “roof” (sinistra), “wall” (destra)	72
Figura 3.25: “symmetry” (sinistra), “floor” (destra)	72
Figura 3.26: Velocity inlet PK14	73
Figura 3.27: Velocity inlet PK10	73
Figura 3.28: “pressure outlet”	73
Figura 3.29: Diagramma metodologia del Fluent	74
Figura 3.30: Caratteristiche generali del modello	75
Figura 3.31: <i>modello di turbolenza K-ε / Realizable / Non-equilibrium / Curvature correction</i>	76

Figura 3.32: Proprietà aria	77
Figura 3.33: Proprietà isolante tetto	78
Figura 3.34: Proprietà isolante pareti	78
Figura 3.35: Proprietà pavimento	79
Figura 3.36: Algoritmo di risoluzione (invernale)	84
Figura 3.37: Algoritmo di risoluzione (estivo)	85
Figura 3.38: Residui modello estivo	86
Figura 3.39: Residui modello invernale	87
Figura 4.1: CFD post sul foglio di lavoro Workbench	88
Figura 4.2: Piano XY ($Z = 1$ m) (scala locale)	89
Figura 4.3: Piano XY ($Z = 30$ m) (scala locale)	90
Figura 4.4: Piano XY ($Z = 15$ m) (scala locale)	90
Figura 4.5: Piano ZX ($Y = 11,8$ m) (scala globale)	91
Figura 4.6: Piano ZX ($Y = 8$ m) (22-24,5 °C)	91
Figura 4.7: 3 piani a 1 m da ogni parete (scala globale)	92
Figura 4.8: Mappa temperatura pareti magazzino invernale	92
Figura 4.9: Piano ZY ($X = 15$ m) (22-24,5 °C)	93
Figura 4.10: Piano ZY ($X = 1$ m) (22-24,5 °C)	93
Figura 4.11: Valori y^* di parete modello invernale	94
Figura 4.12: Vettori velocità	94
Figura 4.13: Piano ZX ($Y = 1$ m) (velocità)	95
Figura 4.14: Piano ZX ($Y = 11,5$ m) (velocità)	95
Figura 4.15: Piano XY ($Z = 1$ m) (velocità)	96
Figura 4.16: Piano XY ($Z = 15$ m) (velocità)	96
Figura 4.17: Piano ZY ($X = 1$ m) (velocità)	97
Figura 4.18: Piano ZY ($X = 30$ m) (velocità)	97
Figura 4.19: Piano XY ($Z = 1$ m)	98
Figura 4.20: Piano XY ($Z = 30$ m)	99
Figura 4.21: Piano XY ($Z = 15$ m)	99
Figura 4.22: Piano ZX ($Y = 11,8$ m)	100
Figura 4.23: Piano ZX ($Y = 8$ m)	100
Figura 4.24: 3 piani a 1 m da ogni parete	101

Figura 4.25: Piano ZY (X = 1 m)	101
Figura 4.26: Piano ZY (X = 15 m)	102
Figura 4.27: Mappa temperatura pareti magazzino estivo	102
Figura 4.28: Vettori velocità magazzino estivo	103
Figura 4.29: Valori y^* di parete modello estivo	103
Figura 4.30: Piano ZX (Y = 8 m) (velocità)	104
Figura 4.31: Piano ZX (Y = 11,5 m) (velocità)	104
Figura 4.32: Piano XY (Z = 1 m) (velocità)	105
Figura 4.33: Piano XY (Z = 15 m) (velocità)	105
Figura 4.34: Piano ZY (X = 1 m) (velocità)	106
Figura 4.35: Piano ZY (X = 15 m) (velocità)	106
Figura 4.36: Caratteristiche tecniche calcolate su $80\,000 \frac{m^3}{h}$	108
Figura 4.37: Dispersioni totali magazzino automatico	109

Indice delle tabelle

Tabella 2.1: Valori di Skewness in funzione della qualità della griglia	39
Tabella 3.1: Dimensioni magazzino automatico	52
Tabella 3.2: Valori funzionali degli ugelli PK	56
Tabella 3.3: Valori funzionali delle griglie di ripresa	56
Tabella 3.4: Valori funzionali pavimento	59
Tabella 3.5: Condizione esterne del sito di costruzione del magazzino	60
Tabella 3.6: Condizioni di progetto interne al magazzino	60
Tabella 3.7: Aria di mandata in ingresso attraverso gli ugelli	61
Tabella 3.8: Andamento stagionale medio della temperatura del terreno a contatto con il pavimento	61
Tabella 3.9: Caratteristiche principali della griglia di calcolo	71
Tabella 3.10: Calcolo della velocità in ingresso dagli ugelli PK	80
Tabella 3.11: Condizioni al contorno ugelli PK 14	80
Tabella 3.12: Condizioni al contorno ugelli PK 10	81
Tabella 3.13: Condizioni al contorno per wall	81
Tabella 3.14: Condizioni al contorno per roof	82
Tabella 3.15: Condizioni al contorno per floor	82
Tabella 3.16: Condizioni al contorno per symmetry	83
Tabella 3.17: Condizioni al contoro pressure outlet	83

Introduzione

La fluidodinamica computazionale è in forte espansione grazie al potenziamento e alla semplificazione di software commerciali preesistenti e all'avvento di nuovi sistemi "open source" che non hanno la barriera economica della licenza; d'altro canto però, questi ultimi hanno generalmente come punto a sfavore una minore usabilità, dato che non utilizzano supporti grafici, che permettono una visione semplificata del problema. Le applicazioni di questi sistemi sono svariate e vanno dall'aeronautica ai motori a combustione interna, dal raffreddamento al condizionamento degli ambienti, dalle turbomacchine alla fluidodinamica ambientale, ecc. Rimane il fatto che lo studio CFD è di elevata difficoltà, soprattutto nella scelta di un modello di turbolenza adatto, che richiede uno studio approfondito, oltre ad un gran livello di esperienza, ma anche per i tempi di calcolo molto onerosi.

L'azienda Trillini Engineering ha più volte in passato completato progetti tradizionali HVAC (Heating Ventilation and Air Conditioning) con l'uso di simulazioni CFD con l'obiettivo di risolvere problematiche specifiche dei propri clienti non risolvibili tramite calcoli stazionari. Per sviluppare queste simulazioni Trillini Engineering si è affidata a consulenti esterni esperti di strumenti CFD che però non possono vantare una analoga conoscenza di progettazione di impianti HVAC. Pertanto, Trillini Engineering ha la necessità di comprendere a fondo quelle che sono le variabili progettuali che influenzano tempi, costi e qualità dei risultati in modo da poter dialogare efficacemente con chi ha l'incarico di tradurre le scelte progettuali all'interno della suite di simulazione.

In questo contesto, si inserisce un lavoro di tesi, che ha come obiettivo quello di sviluppare metodi e strumenti finalizzati all'analisi fluidodinamica di sistemi HVAC. Infatti, grazie all'università, che ha messo a disposizione i mezzi e le conoscenze, e

grazie all'azienda, che ha fornito tematiche interessanti nel quale inserirsi, è stato possibile realizzare un procedimento per correlare l'approccio CFD ai sistemi di condizionamento dedicati ad ambienti ad elevata densità di carico termico sensibile come sottostazioni elettriche, locali trasformatori e data center.

La necessità di supportare l'azienda a trovare una linea guida per affrontare nel migliore dei modi questo tipo di tematiche ha portato il tirocinio ad incentrarsi sulla creazione di un vero e proprio approccio metodologico. Infatti, grazie alla focalizzazione parallela di vari casi studio affrontati da Trillini nel corso degli anni, è stato creato un vademecum sull'approccio CFD, atto a semplificare il lavoro dell'azienda, sia da un punto di vista tecnico, quindi legato alla considerazione delle condizioni al contorno più o meno importanti, sia dal punto di vista commerciale, quindi riferito alle tempistiche, aspetto molto importante nell'approccio computazionale per il quale verrà fornito un approfondimento in seguito.

Naturalmente l'aspetto metodologico è stato affrontato valutando parallelamente diversi casi studio, ma si è scelto di focalizzare l'attenzione su un caso particolare: lo studio termo-fluidodinamico di un magazzino automatico e autoportante. Il magazzino in questione, situato in provincia di Bologna, ha dimensioni notevoli (80 x 20 x 30 m) e il problema centrale era quello di capire se al suo interno si creassero stratificazioni o hotspot caldi/freddi, quindi una non omogenea distribuzione di temperatura che avrebbe portato al deterioramento della merce contenuta al suo interno.

Il primo passo è stato quello di realizzare un modello 3D, partendo dalle tavole 2D di progetto, apportando le prime semplificazioni strutturali. Data però l'imponenza del magazzino la fase di meshing avrebbe portato a discretizzare il modello in un numero di celle troppo elevato e la successiva fase di calcolo, nel software fluidodinamico, avrebbe richiesto settimane.

Quindi, grazie a simmetrie longitudinali e trasversali, sono state progressivamente ridotte le dimensioni del magazzino fino ad un sesto di quelle iniziali; naturalmente questa operazione ci ha permesso di raggiungere una qualità della mesh più idonea e funzionale.

Dopo la prima fase di “pre-processing” basata sullo studio delle possibili problematiche, delle semplificazioni attuabili e quindi sulla realizzazione del modello e della mesh, si è passati alla fase centrale del progetto denominata “solving”, nella quale è stata lanciata la simulazione avendo inserito le condizioni al contorno.

In conclusione, sono stati attentamente analizzati i risultati calcolati dal software per valutare l’eventuale stratificazione di temperatura e la buona immissione dell’aria all’interno del magazzino.

L’elaborato di tesi è composto da quattro capitoli oltre a questa introduzione e ad un capitolo finale relativo alle conclusioni e agli sviluppi futuri.

Il primo capitolo illustra tutto l’aspetto matematico che c’è dietro al software, con particolare attenzione alle equazioni di conservazione e ai modelli di chiusura.

Il secondo capitolo riporta l’approccio metodologico al CFD e mostra tutte le fasi da seguire per la buona riuscita di un modello fluidodinamico.

Il terzo capitolo introduce il caso studio e ne vengono descritti dettagliatamente tutti i parametri e le condizioni al contorno inseriti nel software.

Il quarto capitolo è composto da una raccolta di immagini, mappe di temperatura e velocità, grazie alle quali è possibile valutare l’efficacia dell’impianto di climatizzazione.

Infine, viene presentato il capitolo sulle conclusioni e sugli sviluppi futuri, dove vengono commentati i risultati con particolare attenzione a quello che era lo scopo dello studio: assicurarsi che non ci siano stratificazioni di temperatura o punti caldi/freddi.

Capitolo 1

Computational fluid dynamics

La progettazione ha subito e sta subendo un continuo cambiamento in anni recenti. Ci si sta muovendo da una tecnica di progettazione analitica, basata su formule algebriche che descrivono la realtà fisica, ad una basata su ambienti di simulazione virtuale. La più semplice applicazione nel campo dell'ingegneria meccanica riguarda la modellazione solida: sono oramai abbandonati i disegni bidimensionali su carta; molto più semplice e chiaro utilizzare un software CAD e realizzare un modello virtuale di quanto si voglia costruire. Gli ambienti di simulazione si stanno ora spingendo addirittura oltre: non vi è ragione per fermarsi al solo modello solido virtuale quando è possibile proseguire con un vero e proprio laboratorio virtuale dove testare le prestazioni meccaniche dell'oggetto. Ecco quindi i software FEM (Finite Element Method) per le analisi strutturali e CFD (Computational Fluid Dynamics) per le analisi fluidodinamiche.

In questo capitolo ci concentreremo su tutte le sfaccettature riguardanti la fluidodinamica computazionale, di come sia passata dall'essere una materia prettamente di ricerca al diventare uno strumento di pratica ingegneristica quotidiana in soli 20 anni.

La definizione più corretta ed esplicitiva che possiamo dare è la seguente:

- *CFD (fluidodinamica computazionale) è un insieme di metodi numerici applicati per ottenere soluzioni approssimative di problemi di fluidodinamica e trasferimento di calore.*

Mentre in passato ci si concentrava sulle proprietà di massa di un sistema, ora il concetto è quello di determinare proprietà distribuite; andando a valutare nello

specifico campi interi di temperatura, velocità, densità, ecc. L'approccio risulta molto interessante per il livello di dettaglio che fornisce; infatti si riesce a valutare l'intera distribuzione della temperatura all'interno di un corpo, considerando processi interni di un flusso come il movimento, la rotazione e la deformazione di minuscole particelle di fluido. Naturalmente, la qualità dello studio ha un prezzo, in particolar modo sotto forma di complessità delle equazioni di governo, costi, tempistiche ecc. Non esiste una soluzione semplificata del problema, ma si può fare affidamento sull'esperienza acquisita dall'operatore nel corso degli anni.

In generale, possiamo distinguere tre approcci per risolvere il flusso dei fluidi e i problemi relativi al trasferimento di calore:

1. Approccio teorico: utilizzando le equazioni di governo per trovare soluzioni analitiche;
2. Approccio sperimentale: creare un esperimento in laboratorio attentamente progettato e quanto più simile alla realtà;
3. Approccio numerico: utilizzando procedure di calcolo per risolvere numericamente le equazioni.

Nello specifico, l'approccio teorico ha il grande vantaggio di fornire soluzioni esatte, per contro però, tra gli svantaggi, si ha che le soluzioni analitiche sono determinabili per un numero limitato di problemi; basti guardare alle equazioni di Navier-Stokes, di cui ancora oggi non si è trovata soluzione soddisfacente senza adimensionalizzare e trascurare alcuni termini. Per quanto riguarda l'approccio sperimentale invece, la forma più conosciuta è sicuramente la galleria del vento: vengono infatti creati modelli che aiutano la progettazione e l'ottimizzazione. Tuttavia, le difficoltà tecniche non sono poche, infatti, la creazione e la riproduzione di un modello soddisfacente richiede tempistiche e costi molto elevati. Infine, l'approccio numerico (computazionale) dove risolvo numericamente le equazioni di Navier-Stokes; queste vengono approssimate numericamente e quindi discretizzate in una forma algebrica risolvibile da un computer. In particolar modo viene creato un reticolo di calcolo attorno alla geometria di interesse (dominio fluido) e applico a questi volumi le equazioni della fluidodinamica approssimate per via numerica.

L'approccio computazionale, dopotutto, batte quelli analitico e sperimentale in alcuni aspetti molto importanti: universalità, flessibilità, precisione e costi.

1.1 Campi di applicazione

L'enorme vantaggio del metodo numerico rispetto a quello sperimentale è rappresentato dalla possibilità di simulare, tramite opportuni software, qualsiasi tipo di situazione: oggetti di dimensione elevata, temperature e pressioni estreme, ecc. Come vedremo in alcuni degli esempi applicativi riportati di seguito, la flessibilità e i campi di applicazioni delle soluzioni CFD più moderne sono ormai illimitati.

1.1.1 Meteorologia

Le previsioni meteo sono il primo e il più antico campo di applicazione dello studio fluidodinamico. Sin da sempre la conoscenza del meteo che verrà ha rappresentato una sfida con ricadute in numerosi campi (economici, strategici e sociali). Si tratta ovviamente di simulazioni che richiedono enorme potenza computazionale, quali supercomputer.

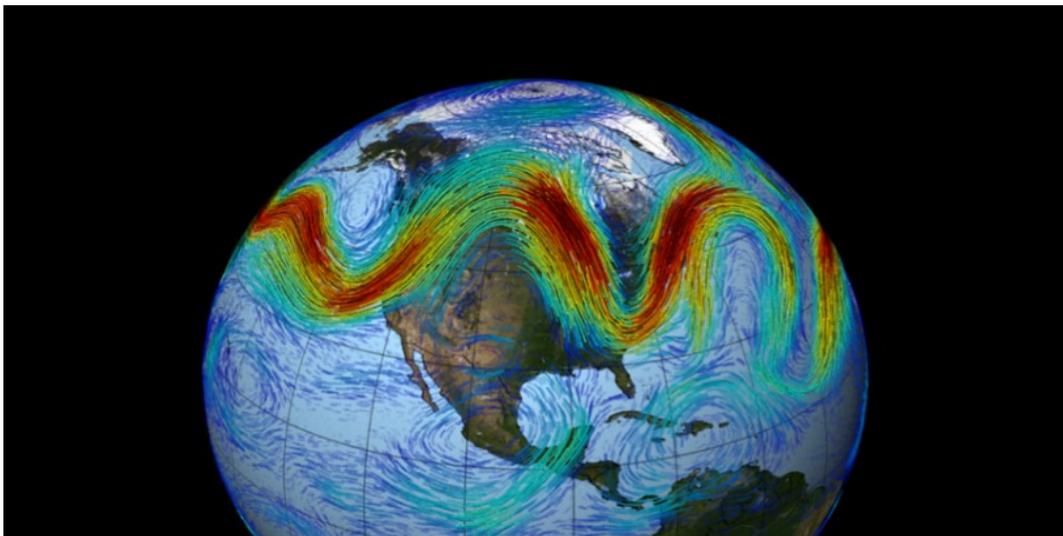


Figura 1.1 – CFD applicata alla meteorologia

1.1.2 Soluzioni Antincendio

Il recente Codice di Prevenzione Incendi, emanato attraverso D.M. 3 agosto 2015, ha introdotto l'uso degli strumenti di simulazione CFD all'interno dei metodi accettati nella progettazione antincendio. Si tratta di un passo in avanti notevole che mostra come anche enti pubblici quali i vigili del fuoco si stiano aprendo a questa rivoluzione tecnologica.

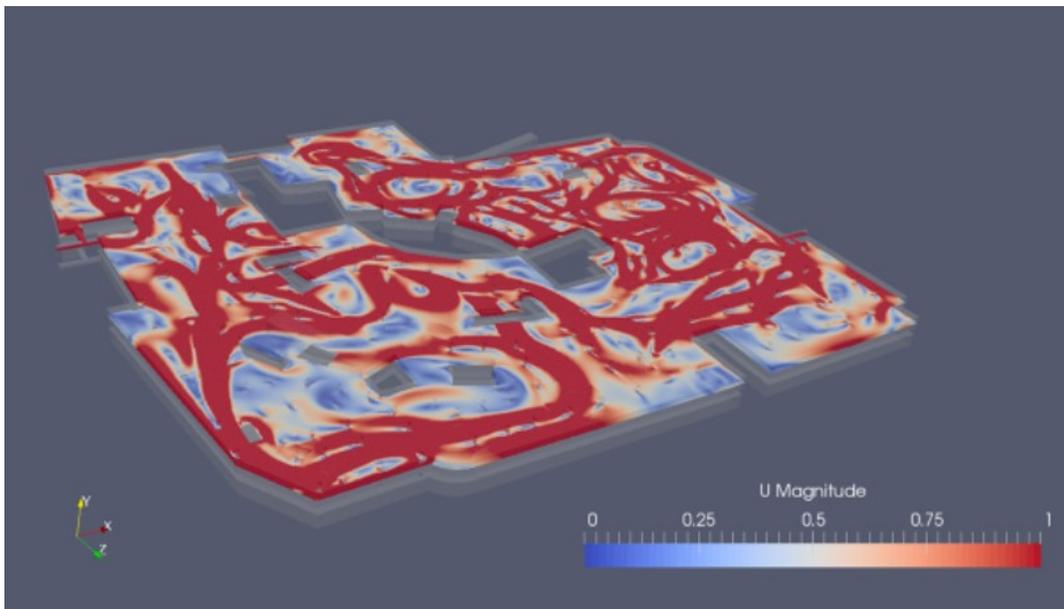


Figura 1.2 - Esempio di movimentazione di aria all'interno di una rimessa interrata.

1.1.3 Energia e scambio termico

Un'ulteriore vasta gamma di applicazione è il mondo dello scambio termico. Ecco quindi l'importanza per un progettista di migliorare il processo fisico con cui avviene lo scambio termico, ed ecco l'importanza della CFD come ambiente di studio della configurazione geometrica degli scambiatori stessi.

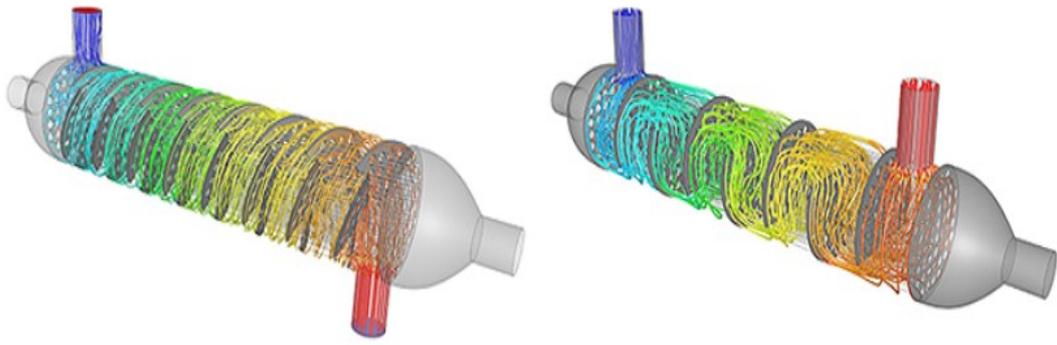


Figura 1.3 – CFD per scambiatori a fascio tubiero

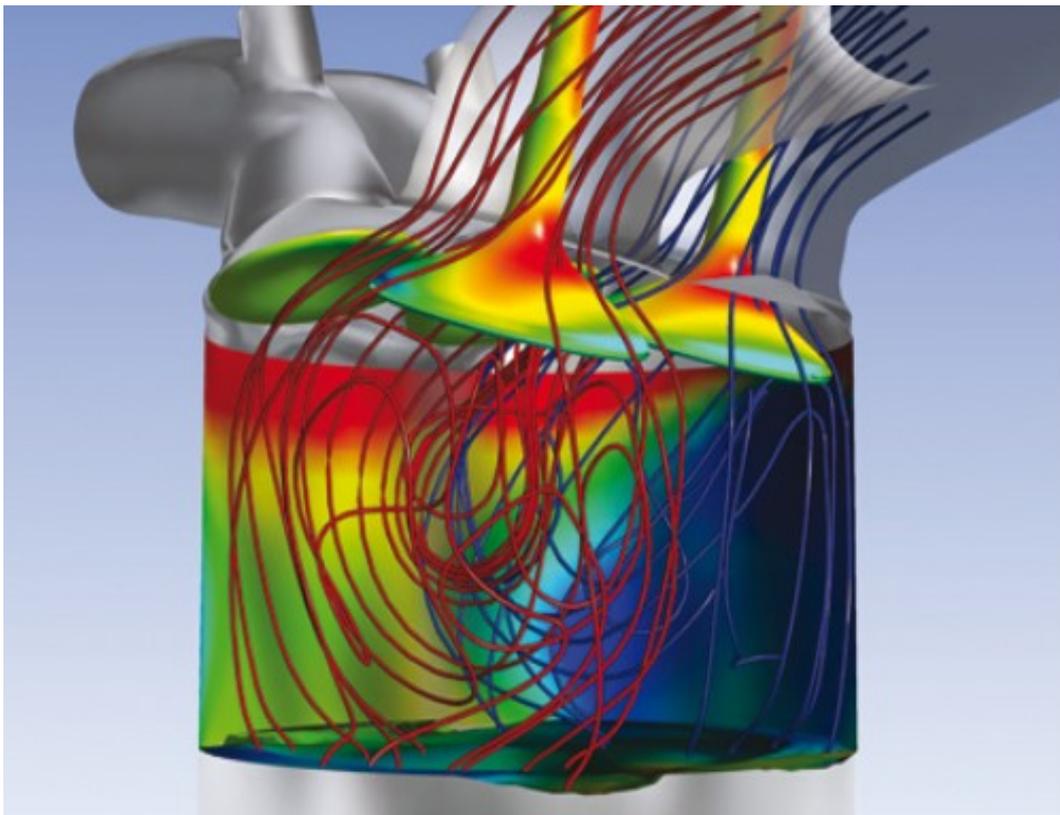


Figura 1.4 – CFD per motori a combustione interna

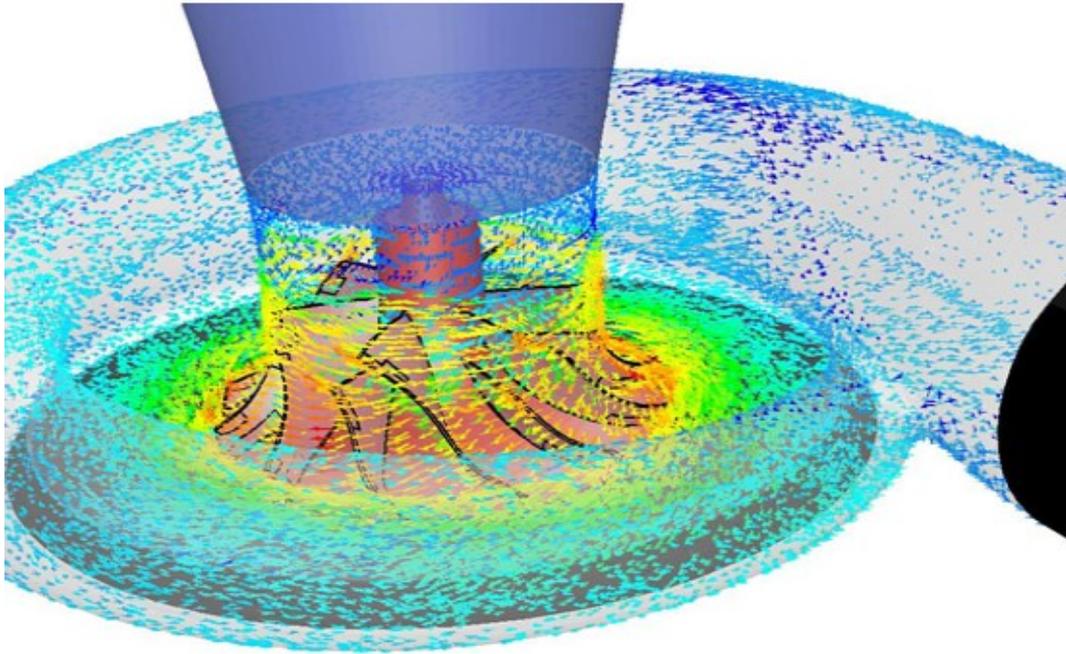


Figura 1.5 – CFD per turbomacchine

Naturalmente sono state riportate solo alcune delle più importanti applicazioni; non va però dimenticata l'applicazione sulla quale si incentra questo lavoro di tesi: la fluidodinamica computazionale applicata alla climatizzazione di ambienti. In figura 1.6 è riportato un esempio di applicazione di questa metodologia.

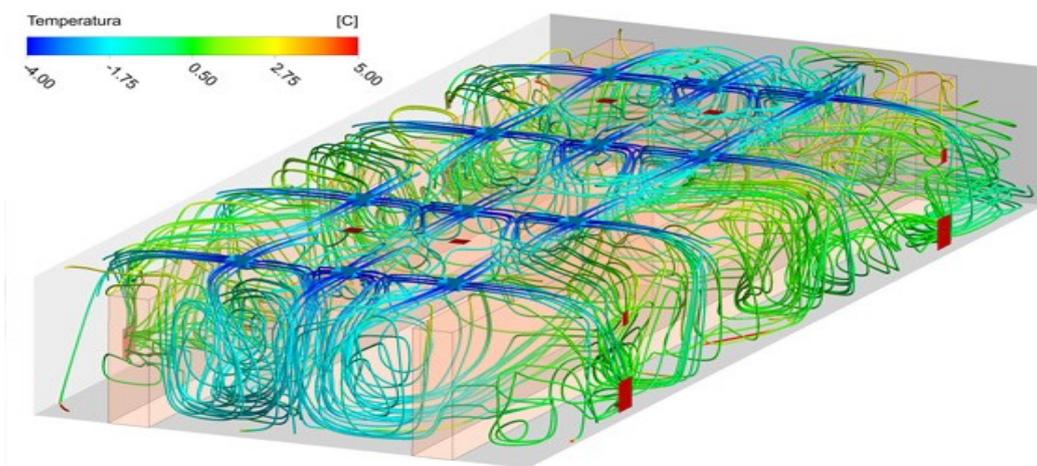


Figura 1.6 – CFD nella climatizzazione

1.2 Equazioni che governano la fluidodinamica e il trasferimento di calore

Le equazioni che descrivono l'andamento dei fluidi e il trasferimento di calore sono le leggi di conservazione della fisica classica, cioè:

- Equazione di conservazione della massa;
- Equazioni di conservazione della quantità di moto;
- Equazione di conservazione dell'energia.

In alcuni casi sono necessarie equazioni aggiuntive per tener conto di altri fenomeni.

Vado a considerare volumi infinitesimali che subiscono rotazioni e deformazione sotto l'azione delle forze che agiscono sul fluido. A questo punto posso seguire due strade ben note, o si opta per l'approccio lagrangiano, in cui sono formulate le equazioni direttamente in termini di proprietà di un dato volume elementare in movimento nello spazio (strada raramente utilizzata nel CFD), o si sceglie per quello euleriano, molto più comune, dove le proprietà come temperatura, densità, o velocità vengono considerate funzioni vettoriali o scalari dello spazio e del tempo.

1.2.1 Conservazione della massa

Nota anche come equazione di continuità è un delle relazioni fondamentali della fluidodinamica. In un flusso con densità $\rho(x, t)$ e velocità $V(x, t)$, si considera un elemento fluido di volume δV . Poiché, secondo la definizione, il volume è costituito dalle stesse molecole in ogni momento, la sua massa $\delta m = \rho \delta V$ deve rimanere costante:

$$\frac{d(\rho \delta V)}{dt} = \delta V \frac{D\rho}{Dt} + \rho \frac{d(\delta V)}{dt} \quad (1.1)$$

Si noti che la derivata materiale è usata per rappresentare il tasso di variazione di densità all'interno dell'elemento fluido.

Mentre la massa di un elemento fluido viene conservata, il suo volume cambia continuamente (caso bidimensionale in figura 1.7); questo può essere visto come il cambiamento di volume che si verifica perché il campo di velocità è dipendente dallo spazio.

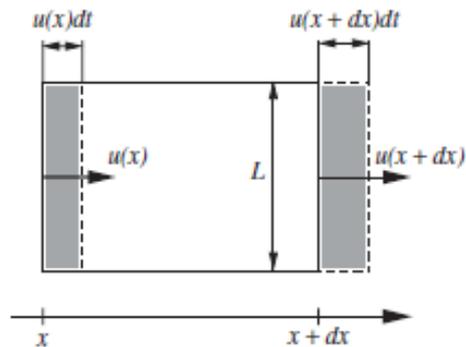


Figura 1.7 – campo di velocità bidimensionale

Nel caso generale, un campo di velocità tridimensionale $V = (U, V, W)$ può essere espresso dalla formula:

$$\frac{1}{\delta V} \frac{d(\delta V)}{dt} = \frac{\delta u}{\delta x} + \frac{\delta v}{\delta y} + \frac{\delta w}{\delta z} = \nabla * V \quad (1.2)$$

Applicando la formula (1.2) e dividendo per δV otteniamo l'equazione di continuità:

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \nabla * V = 0 \quad (1.3)$$

Se il fluido può essere considerato incompressibile, la densità non varia nello spazio né nel tempo. Per cui, in tal caso, la (1.3) diviene:

$$\nabla * V = 0 \quad (1.4)$$

La (1.4) non contiene alcuna derivata rispetto al tempo; essa, dunque, vale istante per istante, anche in condizioni di moto vario. Da un punto di vista fisico, questo significa che, per un fluido incomprimibile, una variazione della velocità in una parte del campo di moto comporta una contemporanea variazione nella restante parte del campo.

1.2.2 Conservazione della quantità di moto

Il principio fisico di base è la seconda legge di Newton, che afferma che il tasso di variazione della quantità di moto di un corpo è uguale alla forza netta che agisce su di esso:

$$\frac{d}{dt}(mV) = F \quad (1.5)$$

Per un elemento fluido di volume unitario che si muove all'interno di un flusso, la parte sinistra della (1.5) è sostituita dalla derivata materiale:

$$\rho \frac{D}{Dt}(V) = \rho \left[\frac{\delta}{\delta t}(V) + (V * \nabla)V \right] \quad (1.6)$$

In coordinate Cartesiane, la (1.6) diventa:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \rho \left[\frac{\delta u}{\delta t} + u \frac{\delta u}{\delta x} + v \frac{\delta u}{\delta y} + w \frac{\delta u}{\delta z} \right]$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \rho \left[\frac{\delta v}{\delta t} + u \frac{\delta v}{\delta x} + v \frac{\delta v}{\delta y} + w \frac{\delta v}{\delta z} \right]$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = \rho \left[\frac{\delta w}{\delta t} + u \frac{\delta w}{\delta x} + v \frac{\delta w}{\delta y} + w \frac{\delta w}{\delta z} \right]$$

Possiamo distinguere tra due tipi di forze agenti sull'elemento fluido:

1. *Body forces*. Agiscono direttamente sulla massa del fluido. La forza corporea totale che agisce su un elemento fluido è proporzionale alla sua massa.
2. *Surface forces*. Sono le forze di pressione e di attrito che agiscono sia tra elementi fluidi vicini, che tra un elemento fluido e un muro adiacente. Il campo vettoriale delle forze di superficie può essere rappresentato come divergenza di un tensore simmetrico 3×3 detto tensore di tensione τ . Gli elementi diagonali della matrice causano l'estensione/contrazione dell'elemento fluido, mentre gli elementi fuori diagonale sono responsabili della sua deformazione (vedi figura 1.8).

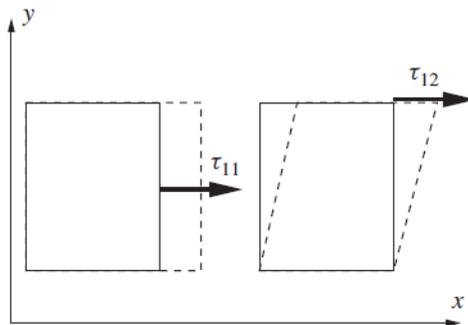


Figura 1.8 - sollecitazioni normali (sinistra) e di taglio (destra) agenti sull'elemento fluido.

Il tensore di tensione può essere separato nella parte di pressione isotropica, che è sempre presente, e la parte viscosa (di attrito), che esiste solo nel caso in cui il fluido è in movimento; deve essere pari a zero se il fluido è a riposo.

$$\tau_{ij} = -p\delta_{ij} + \sigma_{ij} \quad (1.7)$$

Dove:

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 1 & \text{se } i = j \\ 0 & \text{se } i \neq j \end{cases} \quad (1.8)$$

Per descrivere a fondo il moto di un flusso deve essere introdotto un modello viscoso. Newton è stato il primo a suggerire che le sollecitazioni di taglio debbano essere proporzionali al gradiente di velocità. Questo concetto è stato in seguito sviluppato da Stokes nel modello lineare per il tensore:

$$\sigma_{ij} = \lambda\delta_{ij}(\nabla * V) + \mu\left(\frac{\delta u_i}{\delta x_j} + \frac{\delta u_j}{\delta x_i}\right) \quad (1.9)$$

Dove μ e λ sono il primo e il secondo coefficiente di viscosità e viene usato u_i con $i = 1, 2, 3$ per le componenti di velocità u, v, w . Si noti che per un fluido incomprimibile ($\nabla * V = 0$), il termine con il secondo coefficiente di viscosità scompare. Dopo aver sostituito (1.9) nella seconda legge di Newton riscritta per un elemento fluido di volume unitario e aver utilizzato la seconda assunzione per la viscosità, si ottiene la forma finale della conservazione della quantità di moto, le equazioni di Navier-Stokes (viene riportata l'equazione per una sola delle tre componenti di velocità):

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \rho f_x - \frac{\delta p}{\delta x} + \frac{\delta}{\delta x} \left[\mu \left(-\frac{2}{3} \nabla * V + 2 \frac{\delta u}{\delta x} \right) \right] + \frac{\delta}{\delta y} \left[\mu \left(\frac{\delta v}{\delta x} + \frac{\delta u}{\delta y} \right) \right] + \frac{\delta}{\delta z} \left[\mu \left(\frac{\delta w}{\delta x} + \frac{\delta u}{\delta z} \right) \right] \quad (1.10)$$

Per il caso particolare di un fluido incomprimibile con viscosità costante μ , le equazioni di Navier-Stokes diventano:

$$\rho \frac{DV}{Dt} = -\nabla p + \mu \nabla^2 V + \rho f \quad (1.11)$$

Un altro caso particolare è quello di un fluido inviscido con $\mu = \lambda = 0$, per il quale sono valide le equazioni di Eulero:

$$\rho \frac{DV}{Dt} = -\nabla p + \rho f \quad (1.12)$$

Naturalmente sia la (1.11) che la (1.12) sono intese come idealizzazioni, nel senso stretto del termine, realizzabili solo con compressibilità molto bassa e viscosità molto piccola. Naturalmente questo non ne impedisce un largo uso tramite approssimazioni.

1.2.3 Conservazione dell'Energia

Il principio di conservazione dell'energia può essere formulato per un elemento fluido in modo simile alla conservazione della massa e della quantità di moto come:

$$\rho \frac{De}{Dt} = -\nabla * q - p(\nabla * V) + \dot{Q} \quad (1.13)$$

dove $e(x, t)$ è l'energia interna per unità di massa, $q(x, t)$ è il campo vettoriale del flusso di calore per la conduzione termica, e \dot{Q} è il tasso di generazione di calore interno dovuto ad effetti come attrito viscoso o radiazioni.

Il flusso termico di conduzione può essere descritto dalla legge di conduzione di Fourier:

$$q = -\kappa \nabla T \quad (1.14)$$

dove $T(x, t)$ è il campo di temperatura e κ è il coefficiente di conduttività termica. L'equazione di conservazione dell'energia può essere scritta anche in forma di entalpia:

$$\rho \frac{Dh}{Dt} = \frac{Dp}{Dt} + \dot{Q} - \nabla * q \quad (1.15)$$

dove $h = e + p/\rho$ è l'entalpia specifica. Un'altra possibilità è quella di scrivere l'equazione in termini di energia totale E :

$$\rho \frac{DE}{Dt} = -\nabla * q - \nabla * (pV) + \dot{Q} + \rho f * V \quad (1.16)$$

L'equazione dell'energia ha una forma più complessa se si aggiungono effetti come reazioni chimiche esotermiche ed endotermiche, trasferimento di calore per irraggiamento o effetto Joule. In alcuni casi, lo studio può essere reso molto più semplice; questo è possibile quando la generazione interna di calore può essere trascurata e il fluido può essere considerato incomprimibile (approssimazione di Boussinesq).

Per un fluido incomprimibile o un solido, l'energia interna specifica è $e = CT$, dove $C = c_p = c_v$ è il calore specifico.

L'equazione dell'energia diventa:

$$\rho C \frac{Dt}{Dt} = -\nabla * q \quad (1.17)$$

Sostituendo la (1.14), si ottiene l'equazione del trasferimento di calore per convezione:

$$\rho C \frac{DT}{Dt} = \rho C \left(\frac{\delta T}{\delta t} + V * \nabla T \right) = \nabla * (\kappa \nabla T) \quad (1.18)$$

che, nel caso di un fluido quiescente o di un coefficiente di conduzione κ costante, si riduce alla classica equazione di conduzione del calore:

$$\rho C \frac{\delta T}{\delta t} = \kappa \nabla^2 T \quad (1.19)$$

1.2.4 Equazione di stato

Per chiudere il sistema delle equazioni di governo, dobbiamo aggiungere un'equazione che collega le variabili termodinamiche p , ρ e T . La più semplice e la più utilizzata è l'equazione ideale dei gas:

$$P/\rho = RT, e = e(T) \quad (1.20)$$

E il modello dei fluidi incomprimibili:

$$\rho = \text{cost} \quad , \quad e = CT \quad (1.21)$$

anche se molti altri modelli sono possibili e spesso necessari. Se i coefficienti fisici, come la viscosità μ o la conducibilità κ , non sono assunti costanti, dobbiamo includere formule che diano valori di questi coefficienti come funzioni della temperatura e di altre variabili.

1.3 La Turbolenza

I fluidi, nella maggior parte dei casi di interesse, si muovono in regime di moto turbolento. Questo spiega l'enorme lavoro di ricerca svolto in questo campo, che, tuttavia, non ha portato alla formulazione di una teoria che riesca a dare piena e completa spiegazione dei fenomeni turbolenti. Il numero di Reynolds (1.22) fornisce un'indicazione del moto del fluido: se sufficientemente grande, il flusso può esistere solo in forma turbolenta.

$$R_e = \frac{\rho V L}{\mu} \quad (1.22)$$

Dove V è la velocità media della corrente fluida, L la lunghezza caratteristica, ρ la densità del fluido e μ la viscosità.

La turbolenza è, infatti, un fenomeno molto complesso dominato da continue e casuali fluttuazioni della velocità e di tutte le grandezze caratteristiche del moto; basti pensare a come sia imprevedibile, ad esempio, il fumo di una sigaretta, lo scorrere di un fiume, ecc. (vedi figura 1.9, figura 1.10)



Figura 1.9 – Turbolenza fumo sigaretta

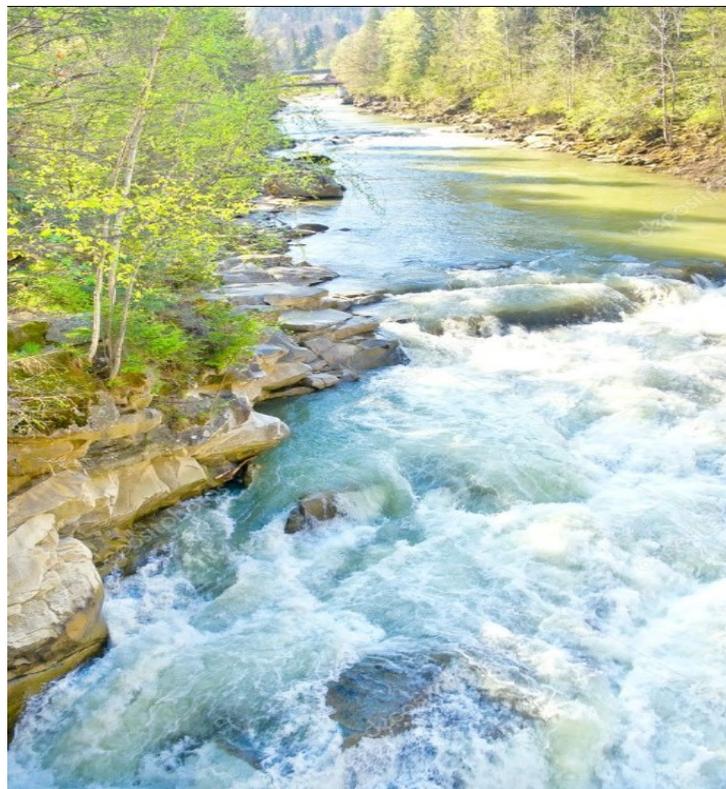


Figura 1.10 – Turbolenza in un corso d'acqua

Una caratteristica essenziale dei moti turbolenti è la presenza di vortici (da considerarsi sempre tridimensionali anche se la geometria del problema appare bidimensionale), cioè di parti di fluido che ruotano vorticosamente in tutto il campo di moto, contribuendo al trasferimento di quantità di moto ed energia tra le varie zone del

campo. Il regime turbolento comporta, dunque, fluttuazioni significative dei valori di velocità, temperatura, pressione e, nel caso di fluidi comprimibili, anche della densità.

Non esiste ancora una teoria completamente soddisfacente per quanto riguarda la turbolenza, ma grazie al concetto di cascata e ad altre ipotesi fisiche, A. N. Kolmogorov ha sviluppato il quadro fenomenologico della turbolenza, da considerarsi, ad oggi, una pietra miliare per la teoria dei flussi turbolenti. Essenzialmente, la fenomenologia di Kolmogorov fornisce la base per la comprensione dei metodi numerici per calcolare i flussi turbolenti.

Secondo Kolmogorov, i moti vorticosi a grande scala si frammentano in moti a scala sempre più piccola che rendono il flusso irregolare e imprevedibile. L'energia cinetica viene prodotta dalle instabilità alle scale più grandi del moto, per poi essere trasferita con una dinamica essenzialmente non viscosa a scale più piccole, le quali, a loro volta, trasferiscono energia a scale ancora più piccole fino ad arrivare alla scala più piccola in corrispondenza della quale l'effetto viscoso è sufficientemente grande da dissipare queste fluttuazioni; tale fenomeno è chiamato "cascata di energia" (figura 1.11).

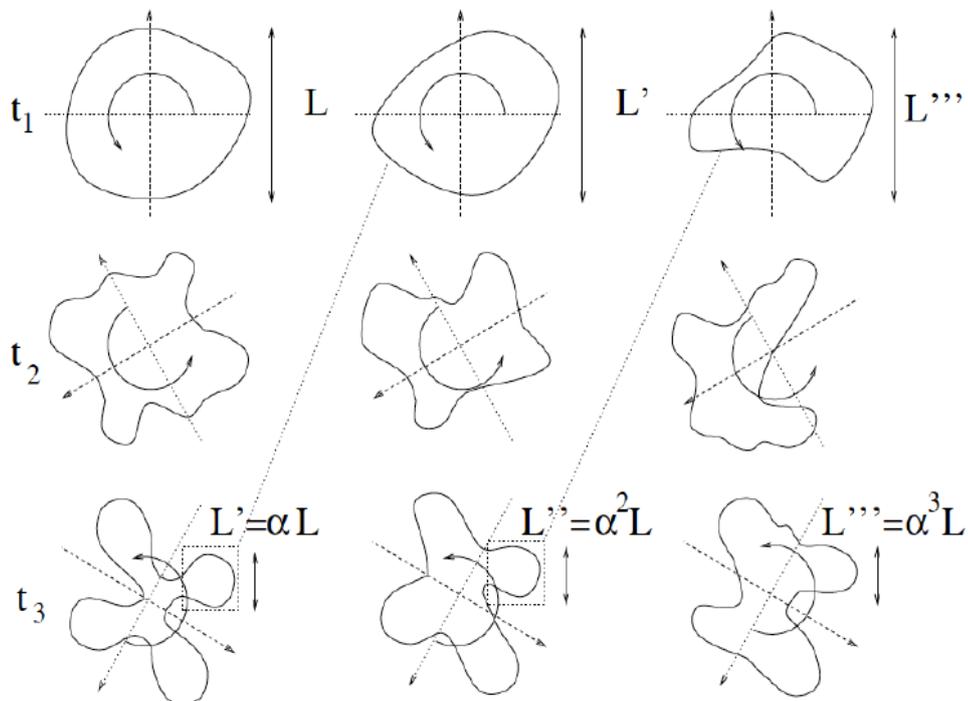


Figura 1.11 – cascata di energia

Una caratterizzazione completa di un flusso turbolento sfruttando tecniche sperimentali risulta impossibile. Per questo una soluzione con metodi numerici sembra più promettente, anche contando su una crescita costante nel tempo della potenza di calcolo. Questa soluzione, nonché ad oggi sia considerata la migliore, non ha purtroppo solo lati positivi, come mostrato nella seguente semplice analisi.

Stimiamo la dimensione della griglia computazionale necessaria per effettuare una stima accurata di un flusso turbolento. Ovviamente il gradino della griglia non deve essere maggiore della più piccola fluttuazione turbolenta η . Se questa condizione non è soddisfatta, le fluttuazioni cadono attraverso le “lacune” tra i punti della griglia e, non essendo rilevate, il loro effetto sul flusso viene ignorato. Assumiamo per semplicità, che il gradino della griglia sia all’incirca lo stesso in ogni direzione e $\Delta x \sim \Delta y \sim \Delta z \sim \eta$. Per riprodurre la dinamica dei flussi, il dominio computazionale deve essere almeno parecchie volte più grande dei più grandi vortici turbolenti. Per semplicità si assume che le dimensioni del dominio computazionale siano $L_x \sim L_y \sim L_z \sim L$. Il numero di punti della griglia in ogni direzione è stimato utilizzando la scala di Kolmogorov come:

$$N_x \sim N_y \sim N_z \sim N = \frac{L}{\eta} \sim Re^{3/4} \quad (1.23)$$

In tre dimensioni, la dimensione totale della griglia di calcolo è la seguente:

$$N^3 \sim Re^{9/4} \quad (1.24)$$

Si tratta di un numero incredibilmente elevato se si considera che il numero di Reynolds è di per sé elevato, generalmente compreso tra 10^4 e 10^{12} , o superiore.

Per capire l’innunerevole quantità di operazioni che lo studio della turbolenza comporta, facciamo riferimento a questo rapido esempio. Considerando un numero di

Reynolds moderatamente alto, $R_e = 10^6$ (superato in molti flussi comuni), il numero totale di operazioni risulterà, almeno, $\sim 10^{22}$. Supponendo ad esempio, di lavorare con una stazione di lavoro multiprocessore, con prestazioni di 100 Gflops (10^{11} operazioni di virgola mobile al secondo), i calcoli richiederebbero almeno 10^{11} secondi, ovvero circa 3000 anni.

L'esempio appena riportato mette in evidenza l'enorme difficoltà di simulare numericamente i flussi turbolenti, visti i tempi irrealistici prospettati. Anche se si adottassero le più ottimistiche previsioni di crescita futura della potenza di calcolo, calcoli diretti di flussi turbolenti realistici rimarranno impraticabili per molto tempo ancora.

Dopo aver introdotto il concetto di turbolenza e dei vari problemi ad essa legati, emerge la necessità di determinare alcuni strumenti per superare la sfida computazionale e acquisire informazioni utili sui flussi turbolenti. Gli approcci all'analisi numerica della turbolenza più diffusi e utilizzati sono:

- *Direct Numerical Solution (DNS)* - La tecnica più ovvia è sicuramente quella di non applicare nessun taglio alle scale del moto e simularle tutte, dalla dimensione del corpo L fino alla scala di Kolmogorov η . Il risultato è un quadro completo dell'evoluzione di un campo di flusso dipendente dal tempo $u(x, t)$, $p(x, t)$. Nonostante sia prevista la risoluzione delle equazioni di Navier-Stokes senza alcuna modifica o ipotesi di modellazione, quindi rimanga l'approccio con il più alto livello di dettaglio e accuratezza dei risultati, è facilmente immaginabile come il costo in termini di risorse computazionali ed economiche sia elevato.

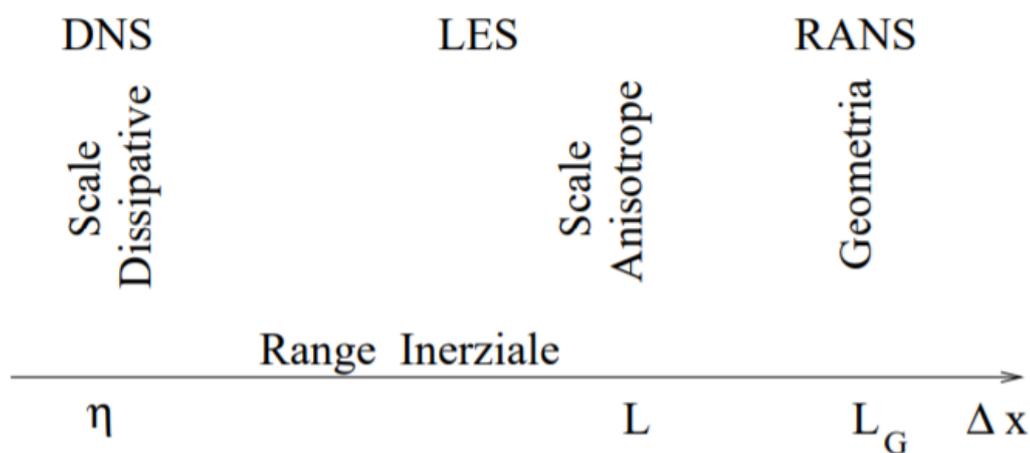


Figura 1.12 - Disegno schematico dell'ampiezza della spaziatura di griglia in relazione alla tecnica di calcolo e delle scale del moto.

- *Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS)* – Una filosofia completamente opposta alla simulazione diretta è quella dei metodi RANS, dove l'acronimo sta ad indicare come le equazioni di Navier-Stokes siano mediate secondo Reynolds. Questo approccio implica la soluzione delle equazioni in cui il tensore di Reynolds viene parametrizzato con un modello di turbolenza. Con questo approccio si tende a simulare esplicitamente solo la componente media, o al più quella variabile, di un flusso mentre tutte le fluttuazioni sono modellate come turbolenza. Dalla mediazione delle variabili si ottiene un sistema di equazioni differenziali alle derivate parziali semplificate, perciò con tempi di calcolo decisamente inferiori ma che necessitano, allo stesso tempo, di equazioni per la chiusura matematica del problema.
- *Large Eddy Simulation (LES)* – Un terzo tipo di approccio, intermedio tra il DNS e il RANS, è la tecnica LES in cui tutte le strutture vorticosi (anche definite "eddies") più grandi vengono esplicitamente simulate con una griglia adeguatamente fitta mentre le scale del moto più piccole della griglia vengono parametrizzate con un modello. Questo approccio sembrerebbe del tutto simile al RANS ed effettivamente l'unica differenza è che in questo caso il "taglio" tra ciò che viene simulato e ciò che viene modellato non dipende solo dalla geometria del problema ma anche dall'estensione del range inerziale. Il

vantaggio fondamentale in questo approccio è che le scale del moto nel range inerziale si trovano nel mezzo della cascata energetica e sono già state adeguatamente omogenizzate dalla successiva frammentazione delle strutture più grandi.

Una volta introdotti i tre metodi di approccio, viene spontaneo domandarsi quale dei tre sia il più appropriato e il più corretto. La risposta a questa domanda non è univoca ed è legata allo scopo dell'analisi e al tipo di flusso. Di seguito viene brevemente spiegato come viene scelto il metodo risolutivo nelle diverse casistiche.

- *Precisione:* Termini extra che appaiono nelle equazioni LES e RANS devono essere approssimati. Come abbiamo discusso i modelli di turbolenza utilizzati per l'approssimazione sono intrinsecamente imprecisi e basati su presupposti fisici piuttosto deboli. Essi introducono il modello la cui grandezza varia a seconda della griglia, del passo, e delle caratteristiche del flusso. In generale, $0 = \varepsilon_{model,DNS} < \varepsilon_{model,LES} < \varepsilon_{model,RANS}$.
- *Livello di descrizione:* I tre approcci descrivono il flusso su diversi tipi di livelli. Nel DNS, troviamo un campo di flusso completo $u(x, t)$, $p(x, t)$, che può essere utilizzato per trovare tutte le caratteristiche desiderate relative al comportamento delle scale di lunghezza. LES produce anche un campo di flusso, ma le variabili calcolate $u(x, t)$, $p(x, t)$ non forniscono informazioni dei movimenti su piccola scala. Infine, il metodo RANS produce solo il flusso medio $\langle u \rangle$, $\langle p \rangle$. Caratteristiche di fluttuazioni turbolente rimangono sconosciute, ad eccezione delle proprietà di base, come l'energia cinetica e il tasso di dissipazione, che sono stimati (con un errore) dai modelli di turbolenza.
- *Costo computazionale:* Il costo di calcolo è più alto per il DNS e più basso per il RANS. Ciò è naturalmente conforme alle dimensioni delle strutture che devono essere risolte tramite griglia di calcolo: i più piccoli vortici turbolenti in DNS e caratteristiche su larga scala del flusso medio in RANS. Il costo nel LES varia a seconda del modello e della precisione desiderata. In generale, si colloca nel mezzo, tra i costi del DNS e del RANS. La capacità del DNS di simulare con precisione il comportamento completo del flusso lo rende uno

strumento potente e insostituibile nel campo della ricerca sulle turbolenze. Naturalmente, i costi elevati limitano l'analisi ai flussi con domini semplificati e a quelli con numeri di Reynolds medio/piccoli. Nella pratica quotidiana, l'analisi è tradizionalmente condotta utilizzando modelli RANS, dato che le caratteristiche del flusso medio sono spesso sufficienti per problemi di ingegneria. Nonostante sia l'approccio che richieda il minor tempo di calcolo, purtroppo, non fornisce dati sulle fluttuazioni turbolente e predice il flusso medio con un errore significativo. Infine, il metodo LES occupa una posizione intermedia tra DNS e RANS e può essere utilizzato per la ricerca con la dovuta consapevolezza. Lo sviluppo dei moderni software di CFD sta portando l'approccio LES ad avere un ruolo sempre più importante e centrale nei calcoli di ingegneria pratica. Anche se più costoso da condurre rispetto al RANS, l'analisi LES aggiunge un elemento importante: informazioni, spesso cruciali, sulle grandi e medie fluttuazioni su larga e media scala ed è più preciso del RANS nel prevedere le proprietà del flusso medio.

1.3.1 Approccio RANS

Nel seguente sezione viene messo a fuoco uno dei tre approcci discussi nel paragrafo precedente. Si fa riferimento al RANS perché è il metodo più antico di modellazione della turbolenza, che rimane ancora oggi uno strumento primario di analisi pratica dei CFD. I suoi vantaggi sono la semplicità, il basso costo computazionale (rispetto agli approcci DNS e LES), una vasta selezione di modelli prontamente disponibili in codici CFD di uso generale e la grande esperienza accumulata dagli operatori nelle applicazioni di diversi tipi di flusso turbolento. Al contrario, ciò che limita il RANS è il basso livello di descrizione, oltre le caratteristiche del flusso medio, quindi la necessità di adattare i modelli alle caratteristiche specifiche del flusso, e l'errore di modellazione relativamente grande.

L'approccio RANS prevede la scrittura dei campi di flusso come la somma di due contributi: un termine medio e un termine legato alle fluttuazioni (equazione 1.25) (figura 1.13).

$$u(x, t) = \langle u \rangle(x, t) + u'(x, t) \quad , \quad p(x, t) = \langle p \rangle(x, t) + p'(x, t) \quad (1.25)$$

Dove i termini $\langle u \rangle$, $\langle p \rangle$ rappresentano i termini medi, mentre il termine u' , p' costituiscono il contributo delle fluttuazioni.

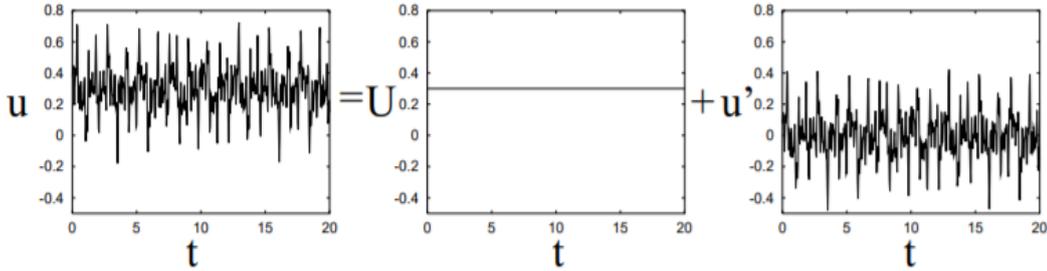


Figura 1.13 – Decomposizione di un segnale statisticamente stazionario in parte media e parte fluttuante

La definizione universalmente applicabile per un campo di flusso medio uniforme è:

$$\langle u \rangle(x, t) = \lim_{M \rightarrow \infty} \frac{1}{M} \int_t^{t+T} u^{(m)}(x, t) \quad (1.26)$$

Applicando l'operazione di calcolo della media al sistema Navier-Stokes si ottengono le equazioni mediate di Reynolds per i campi medi. Mostriamo la derivazione per le equazioni di flusso incomprimibili e newtoniane in forma conservativa:

$$\rho \frac{\delta u_i}{\delta t} + \rho \frac{\delta}{\delta x_j} (u_i u_j) = - \frac{\delta p}{\delta x_i} + \mu \nabla^2 u_i ; \quad \frac{\delta u_i}{\delta x_i} = 0 \quad (1.27)$$

dove, come al solito, si assume una sommatoria su indici ripetuti. Il risultato della media è:

$$\rho \frac{\delta \langle u_i \rangle}{\delta t} + \rho \frac{\delta}{\delta x_j} \langle u_i u_j \rangle = - \frac{\delta \langle p \rangle}{\delta x_i} + \mu \nabla^2 \langle u_i \rangle; \quad \frac{\delta \langle u_i \rangle}{\delta x_i} = 0 \quad (1.28)$$

Utilizzando la linearità e le proprietà di calcolo della media come, $\langle \langle f \rangle \rangle = \langle f \rangle$; $\langle f \langle g \rangle \rangle = \langle f \rangle \langle g \rangle$ (f e g sono funzioni arbitrarie), si scopre che:

$$\rho \langle u_i u_j \rangle = \rho (\langle u_i \rangle + u'_i) (\langle u_j \rangle + u'_j) = \rho \langle u_i \rangle \langle u_j \rangle + \rho \langle u'_i u'_j \rangle \quad (1.29)$$

Il secondo termine nella parte destra dell'equazione è il tensore degli sforzi di Reynolds:

$$\tau_{ij} \equiv \rho \langle u'_i u'_j \rangle = \rho \langle u_i u_j \rangle - \rho \langle u_i \rangle \langle u_j \rangle \quad (1.30)$$

Utilizzando questa nuova notazione, riscriviamo il RANS dell'equazione (1.28), come:

$$\rho \frac{\delta \langle u_i \rangle}{\delta t} + \rho \frac{\delta}{\delta x_j} (\langle u_i \rangle \langle u_j \rangle) = - \frac{\delta \langle p \rangle}{\delta x_i} + \mu \nabla^2 \langle u_i \rangle - \frac{\delta \tau_{ij}}{\delta x_i}; \quad \frac{\delta \langle u_i \rangle}{\delta x_i} = 0 \quad (1.31)$$

Il sistema non è chiuso perché i componenti del tensore degli sforzi di Reynolds sono sconosciuti e non possono essere espressi come funzioni di u e p.

Essendoci più variabili che equazioni, il sistema può essere risolto numericamente solo dopo aver trovato un modo di approssimare τ_{ij} in termini di quantità media di flusso.

I modelli di chiusura che forniscono tali approssimazioni e permettono di risolvere il problema sono discussi nella parte restante di questa sezione.

I modelli a chiusura più semplici sono i modelli algebrici, in cui la viscosità vorticoso turbolenta è approssimata da una funzione algebrica dello spazio, del tempo e da semplici caratteristiche del flusso medio. I modelli algebrici sono molto attraenti per la loro semplicità e l'efficienza computazionale, ma la loro applicabilità è limitata. Nei restanti due paragrafi verranno approfonditi i due modelli di chiusura del problema turbolento più utilizzati, nonché utilizzati nel caso studio affrontato dal lavoro di tesi (figura 1.14).

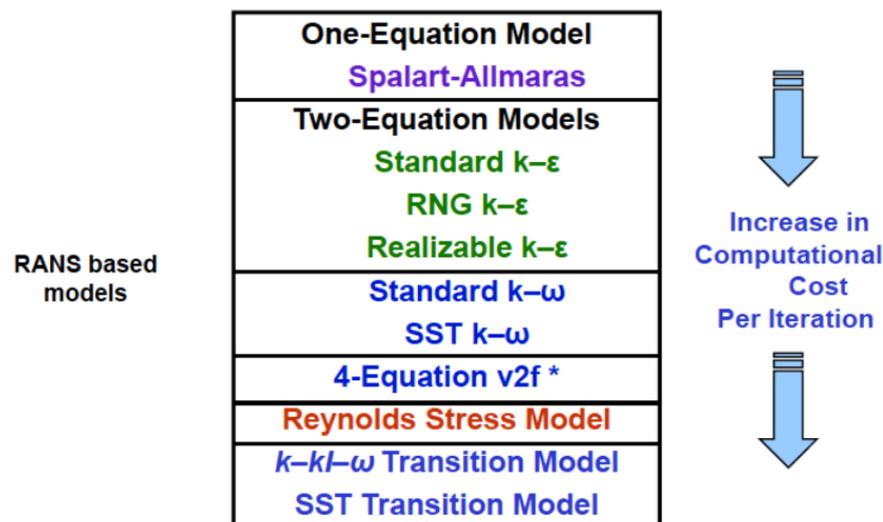


Figura 1.14 – modelli di chiusura del problema turbolento in relazione al costo computazionale

1.3.1.1 Modello K-ε

Il K-ε è un modello semi-empirico di comune utilizzo per la chiusura dei problemi di turbolenza che sfrutta l'ipotesi di Boussinesq¹. Proposto nel 1972 da Launder, prevede l'introduzione di altre due equazioni differenziali di bilancio, una, riferita all'energia cinetica turbolenta $k(x, t)$, e l'altra alla velocità di dissipazione viscosa $\epsilon(x, t)$ (la velocità alla quale l'energia cinetica delle piccole fluttuazioni viene convertita in calore per attrito viscoso, vedi figura 1.15).

1 – È possibile ottenere una convergenza più rapida con il modello Boussinesq di quanto non sia possibile ottenere impostando il problema della densità del fluido in funzione della temperatura. Questo modello tratta la densità come valore costante in tutte le equazioni risolte, ad eccezione del termine di galleggiabilità nell'equazione del momento: $(\rho - \rho_0)g \approx -\rho_0\beta(T - T_0)g$. Dove ρ_0 è la densità (costante) del flusso, T_0 è la temperatura di esercizio e β è il coefficiente di dilatazione termica. L'equazione si ottiene utilizzando l'approssimazione di Boussinesq $\rho = \rho_0(1 - \beta\Delta T)$ per eliminare ρ dal termine di galleggiamento. Questa approssimazione è accurata fintanto che le variazioni di densità reale sono piccole; in particolare, l'approssimazione di Boussinesq è valida quando $\beta(T - T_0) \ll 1$.

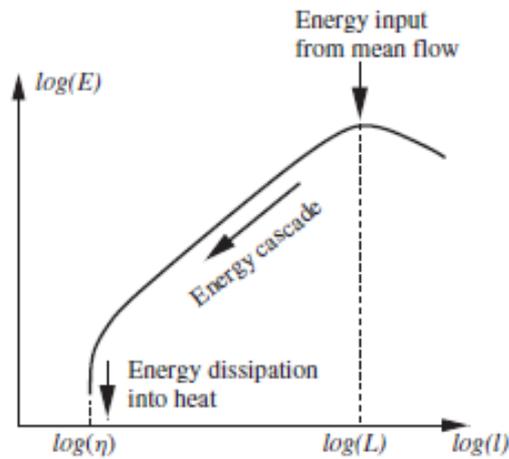


Figura 1.15 - Rappresentazione schematica della distribuzione dell'energia di fluttuazioni di velocità sulle scale di lunghezza in un flusso turbolento

La scala di velocità è definita come segue:

$$q = k^{1/2} \quad (1.32)$$

Per determinare la scala di lunghezza viene utilizzata la proprietà della cascata di energia turbolenta. L'energia cinetica delle fluttuazioni con caratteristica scala di lunghezza è correlata a questa scala e al tasso totale di dissipazione come segue:

$$\varepsilon \approx \frac{k^{3/2}}{l} \quad (1.33)$$

Nel modello, applichiamo questa relazione alla scala di lunghezza delle maggiori fluttuazioni, che sono note per contenere una parte dominante di energia cinetica turbolenta. Supponendo che “l” dia la scala di lunghezza per la formula della viscosità turbolenta, si ottiene:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{K^2}{\varepsilon} \quad (1.34)$$

Partendo dall'equazione della conservazione del momento, possiamo ricavare l'equazione per l'energia cinetica. Per semplicità verrà riportata solo la formula finale dell'energia cinetica turbolenta:

$$\rho \frac{\delta k}{\delta t} + \rho \langle u_j \rangle \frac{\delta k}{\delta x_j} = 2\mu_t \langle S_{ij} \rangle \frac{\delta \langle u_i \rangle}{\delta x_j} - \rho \varepsilon + \frac{\delta}{\delta x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\delta k}{\delta x_j} \right] \quad (1.35)$$

Dove S_{ij} è la velocità del tensore di deformazione del flusso medio (equazione (1.36)).

$$\langle S_{ij} \rangle = \frac{1}{2} \left(\frac{\delta \langle u_i \rangle}{\delta x_j} + \frac{\delta \langle u_j \rangle}{\delta x_i} \right) \quad (1.36)$$

e σ_k un nuovo parametro definito come, numero turbolento di Prandtl, che solitamente è assunto pari all'unità.

Mentre l'equazione finale per ε è:

$$\rho \frac{\delta \varepsilon}{\delta t} + \rho \langle u_j \rangle \frac{\delta \varepsilon}{\delta x_j} = C_{\varepsilon 1} P_k \frac{\varepsilon}{k} - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{\delta}{\delta x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\delta \varepsilon}{\delta x_j} \right] \quad (1.37)$$

Dove P_k è il tasso di produzione di energia cinetica turbolenta determinato da:

$$P_k \equiv -\tau_{ij} \frac{\delta \langle u_i \rangle}{\delta x_j} = -\rho \langle u'_i u'_j \rangle \frac{\delta \langle u_i \rangle}{\delta x_j} = 2\mu_t \langle S_{ij} \rangle \frac{\delta \langle u_i \rangle}{\delta x_j} \quad (1.38)$$

e $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$ e σ_k sono costanti di modello.

Ricapitolando quindi, il modello $K - \varepsilon$ è costituito da due equazioni differenziali parziali (1.35) e (1.37) e dall'espressione algebrica (1.34) che definisce la viscosità turbolenta. Le equazioni per k e ε devono essere risolte simultaneamente con le equazioni di conservazione della quantità di moto e della massa per il flusso medio (1.31).

Il modello contiene cinque parametri costanti, che hanno poca base teorica e devono essere determinati attraverso il confronto con il DNS e i risultati sperimentali nel processo di messa a punto del modello. I valori più comunemente usati sono:

C_μ	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	σ_k	σ_ε
0.09	1.44	1.92	1.0	1.3

Nel periodo di sviluppo della metodologia RANS, sono stati proposti e testati numerosi altri modelli a due equazioni. Molti di questi utilizzano l'equazione dell'energia cinetica per determinare la scala di velocità, mentre la scelta della seconda equazione e delle approssimazioni di modellazione dei termini dell'equazione variano.

1.3.1.2 Modello K- ω

Il modello K- ε rimane sicuramente il più utilizzato, ma al secondo posto per popolarità troviamo il K- ω , altro modello utilizzato per la chiusura del problema turbolento. Esso rappresenta un modello empirico basato sulla stesura delle equazioni di trasporto di energia cinetica k e di velocità di dissipazione specifica ω , che può essere pensata come $\omega = \varepsilon/k$.

Il modello K- ω , modificato e raffinato negli anni per migliorare accuratezza e affidabilità, si basa sull'equazione già introdotta nel paragrafo precedente per il modello K- ε (equazione (1.35)) e sulla seguente equazioni di trasporto:

$$\rho \frac{\delta \omega}{\delta t} + \rho \langle u_i \rangle \frac{\delta \omega}{\delta x_i} = \frac{\delta}{\delta x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\delta \omega}{\delta x_j} \right] + \alpha \frac{\omega}{k} G_k - Y_\omega + S_\omega \quad (1.39)$$

Dove G_k rappresenta la generazione di energia cinetica turbolenta k dovuta ai gradienti di velocità (1.40):

$$G_k = -\rho \langle u'_i u'_j \rangle \frac{\delta u_j}{\delta u_i} \quad (1.40)$$

Il termine α è definito come:

$$\alpha = \frac{\alpha_\infty}{\alpha^*} \left(\frac{\alpha_0 + Re_t/R_\omega}{1 + Re_t/R_\omega} \right) \quad (1.41)$$

In cui:

$$R_\omega = 2.95\alpha^* \quad (1.42)$$

$$Re_t = \frac{\rho k}{\mu\omega} \quad (1.43)$$

Per valori alti di Reynolds si assume $\alpha = \alpha_\infty = 1$. Il termine Y_ω rappresenta la dissipazione di ω .

Capitolo 2

Approccio metodologico al CFD

Come ampiamente discusso nel primo capitolo, le equazioni differenziali, derivate dalle equazioni di bilancio e dai metodi di chiusura, sono equazioni alle derivate parziali analiticamente non risolvibili. Per la risoluzione, quindi, si sfrutta un insieme di metodi numerici al fine di ottenere soluzioni approssimative.

Nel seguente capitolo verrà affrontato il percorso metodologico che, come riportato in figura 2.1, è diviso in tre macro-insiemi e permette di definire tutti gli aspetti fondamentali per uno studio fluidodinamico, dal concetto di discretizzazione, passando per gli algoritmi di risoluzione, per arrivare infine alla visualizzazione e analisi dei risultati. Il centro della discussione verterà sul concetto di come le tecniche di CFD siano state utilizzate nel software di riferimento (Ansys Fluent) per questo elaborato.



Figura 2.1 – Fasi di realizzazione di un modello numerico

Questo lavoro graduale è facilitato dal software utilizzato; infatti, Ansys possiede un foglio di lavoro denominato workbench (figura 2.2), che determina step by step tutte le operazioni da portare a termine, in un determinato ordine, per giungere alla realizzazione del modello numerico.

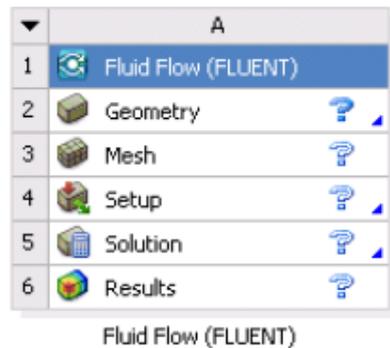


Figura 2.2 – Fasi da seguire nel software per la realizzazione del modello

2.1 Pre – Processing

Una volta definita la distinzione principale del percorso, verranno quindi affrontate nello specifico le tre diverse fasi. L'idea alla base di queste tecniche è quella di discretizzare il dominio di calcolo con opportune metodologie. Infatti, dopo una prima fase di studio della geometria del problema e di applicazione di possibili semplificazioni, si passa alla creazione di griglie di calcolo e alla discretizzazione delle equazioni differenziali in modo da risolvere numericamente le equazioni in ogni punto della griglia.

La fase di Pre-processing può a sua volta essere suddivisa in due sottoinsiemi principali come riportato in figura 2.3.

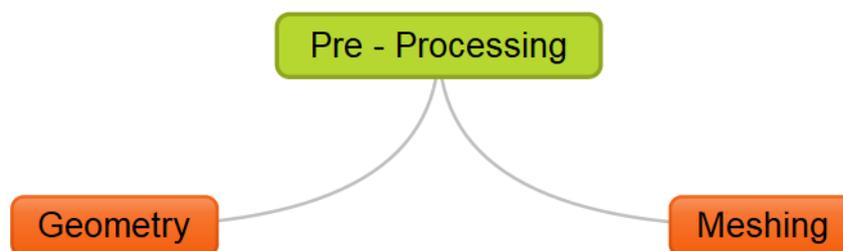


Figura 2.3 – Fasi del pre-processing

2.1.1 Geometry

La realizzazione del modello geometrico è tra le fasi più importanti per una buona riuscita del progetto. Infatti, essendo il punto di partenza per qualsiasi problema, necessita di uno studio approfondito, per non incorrere in complicazioni nelle fasi successive del lavoro.

Una volta assodata la geometria dell'oggetto che si vuole studiare, si continua con la modellazione CAD (Computer Aided Design), cioè progettazione assistita dall'elaboratore, al fine di utilizzare tecnologie software e in particolare della computer grafica per supportare l'attività di progettazione.

La realizzazione di un modello geometrico adatto al tipo di studio è condizione necessaria per la buona riuscita del progetto. Infatti, una geometria complessa e dettagliata porterà alla creazione di una mesh con più elementi che richiederà tempi di calcolo e costi maggiori, mentre una geometria meno dettagliata comporterà una semplificazione nel raggiungimento della convergenza per le equazioni di conservazione.

Un aspetto importante nella fase di creazione geometrica è la possibilità di poter sfruttare le simmetrie. Naturalmente, già sfruttando una singola simmetria è possibile dimezzare l'oggetto con ricadute importanti sulle tempistiche di calcolo. D'altro canto, una riduzione dell'oggetto può permettere allo studio di concentrarsi su alcune particolarità, magari realizzando una mesh di qualità maggiore per visionare aspetti microscopici non visibili con una rete di celle grossolana.

Nella figura 2.4, infine, è riportato un esempio di realizzazione di un modello 3D a partire da disegni tecnici 2D tramite l'utilizzo di software commerciali come Solidworks, Solidedge, ecc. Anche Ansys possiede al suo interno un tools per la realizzazione di modelli CAD tridimensionali, dove è possibile inoltre importare geometrie con diverse estensioni data la sua flessibilità.

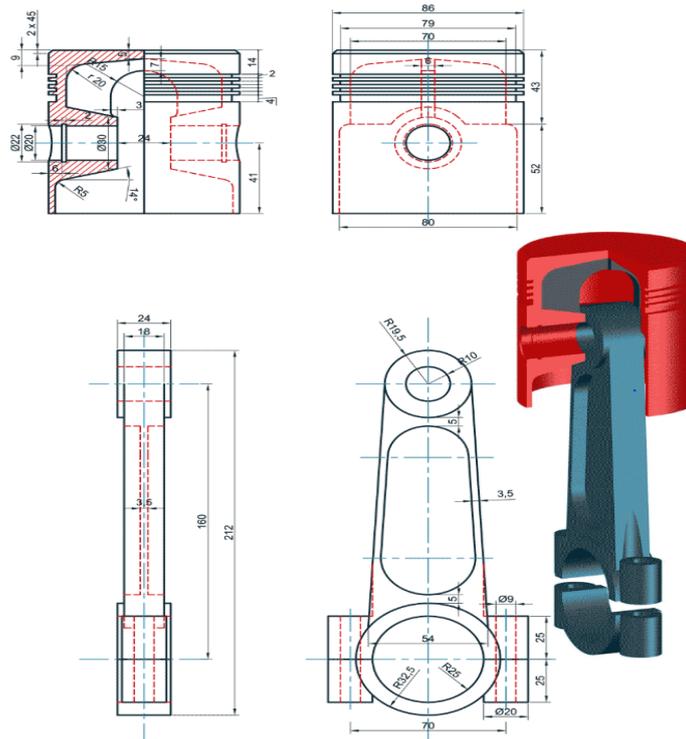


Figura 2.4 – Esempio realizzazione modello CAD da un disegno tecnico 2D

2.1.2 Meshing

Il secondo punto del pre-processing, ma di certo non meno importante, è la fase di meshing, anche detta discretizzazione. Questa, in ambito CFD, implica la sostituzione delle equazioni differenziali alle derivate parziali con equazioni di natura algebrica derivanti dalla discretizzazione del volume di controllo analizzato.

Anche se risulta possibile scrivere le equazioni differenziali per i problemi più complessi, non sempre si riesce a trovare una soluzione analitica in forma chiusa, a causa dell'irregolarità della geometria. Una possibilità per superare questa difficoltà è quindi quella di fare ipotesi semplificative per ridurre il problema dato ad uno possibile da trattare. Nel capitolo 2.1.2.1 vengono definiti i tre diversi metodi per la creazione della mesh. Per mesh o griglia si intende l'insieme di facce, spigoli e vertici che caratterizzano un oggetto, dunque identifica le celle o gli elementi in cui risolverle equazioni di conservazione.

La realizzazione della griglia di calcolo è fondamentale per la buona riuscita del progetto. Infatti, sarà proprio sulla base delle caratteristiche con la quale è stata creata a definire vari aspetti dello studio, come tempi di calcolo, accuratezza della soluzione e velocità di convergenza.

Si procede dunque ad una griglia con un numero di celle maggiore dove è richiesta un'elevata accuratezza nella soluzione, mentre in zone poco importanti ai fini dello studio si opta per una griglia più grossolana. Naturalmente un livello di dettaglio maggiore permette di raggiungere affidabilità e correttezza nella soluzione, ma anche di appesantire notevolmente lo studio con riflessioni sulle tempistiche di calcolo di cui si accennava nel capitolo precedente.

La fase di creazione della mesh è importante perché:

- Identifica le celle o gli elementi in cui risolvere le equazioni di conservazione;
- È una rappresentazione discreta della geometria e del problema;
- Consente di applicare le condizioni al contorno;
- Si necessita di una buona qualità per una buona soluzione, in termini di: densità di elementi, rapporto lunghezza/volume delle celle adiacenti, tipologia di cella (2D (es: triangoli), 3D (es: tetraedri)).

Le griglie di calcolo possono essere suddivise in tre diverse tipologie: quelle strutturate, quelle non strutturate e quelle ibride.

Le prime sono quelle più regolari, costituite da elementi di forma rettangolare o quadrangolare nel caso bidimensionale, oppure da tetraedri o esaedri per quelle tridimensionali. Ogni cella è identificata da una terna i, j, k all'interno di ogni blocco e permette di risolvere le equazioni di bilancio in forma algebrica in modo preciso e accurato. Il limite maggiore delle mesh di calcolo strutturate è dovuta al fatto che la loro applicazione riguarda soltanto geometrie non troppo complesse e, inoltre, non è garantita uniformità nella distribuzione delle celle, con possibilità di creare griglie più fitte in zone dove non è richiesto un alto livello di dettaglio.

La seconda tipologia di griglia di calcolo, quella non strutturata, prevede l'adozione di elementi di forma triangolare per griglie in due dimensioni, e di forma tetraedrica e piramidale in tre dimensioni; in generale sono comunque ammesse per questa tipologia elementi di qualunque forma. Le celle sono organizzate in modo arbitrario (non è definita una terna i, j, k) e non ci sono limiti nel modo in cui possono essere

organizzate; è possibile adattare le celle alla complessità della geometria, infittendo dove necessario, garantendo un livello di dettaglio elevato. Questa griglia è applicabile per ogni tipologia di discretizzazione, ma viene impiegata maggiormente con la tecnica dei volumi finiti. Le griglie non strutturate richiedono, tuttavia, una maggiore richiesta di memoria e tempo di calcolo, proprio a causa dell'elevato disordine delle matrici.

Infine, le griglie ibride sono una combinazione delle altre due tipologie, con celle diverse a seconda della necessità. La natura di queste griglie permette un adattamento a qualsiasi modello e, di conseguenza, necessitano di un tempo di calcolo maggiore.

Per valutare la qualità di una griglia è possibile fare riferimento a diversi aspetti tenendo comunque conto che a parità di numero di celle, quelle esaedriche forniscono soluzioni più accurate specialmente se le linee delle griglie sono allineate con il flusso. La densità della mesh deve essere elevata per catturare caratteristiche importanti del flusso, come ad esempio lo strato limite, valutato tramite un infittimento in prossimità di una parete o di un oggetto; sono da preferire quadrilateri, esaedri e prismi rispetto a triangoli, tetraedri e piramidi.

In ogni modo la qualità della griglia viene esaminata attraverso tre aspetti:

- **Skewness:** parametro che fornisce la deviazione di una cella da quella ideale. L'equazione 2.1 viene utilizzata nel caso di celle triangolari e tetraedriche dove "optimal cell size" indica la grandezza della cella ideale. La 2.2 invece fa riferimento a quadrilateri ed esaedri, con θ_{max} e θ_{min} che indicano rispettivamente l'angolo massimo e minimo in una cella. Infine, l'equazione 2.3 rappresenta il metodo generale per il calcolo del parametro di skewness, con θ_e che indica l'angolo ottimale della cella.

$$S = \frac{\text{optimal cell size} - \text{cell size}}{\text{optimal cell size}} \quad (2.1)$$

$$S = \max \left[\frac{\theta_{max} - 90}{90}, \frac{90 - \theta_{min}}{90} \right] \quad (2.2)$$

$$S = \max \left[\frac{\theta_{max} - \theta_e}{180 - \theta_e}, \frac{\theta_e - \theta_{min}}{\theta_e} \right] \quad (2.3)$$

Nella tabella 2.1 sono riportati i valori di skewness in funzione della qualità della qualità della griglia.

Skewness	Qualità
0 – 0.25	Eccellente
0.25 – 0.5	Buona
0.5 – 0.8	Accettabile
0.8 – 0.95	Povera
0.95 – 0.99	Molto scarsa
0.99 – 1.00	Degenera

Tabella 2.1 – valori di skewness in funzione della qualità della griglia

- Smoothness: parametro che fornisce una misura della variazione di dimensione tra celle adiacenti; È raccomandabile che sia il più graduale possibile.
- Aspect Ratio: parametro che identifica il rapporto tra la lunghezza dello spigolo (edge) più lungo e quello più corto. Il suo valore ideale sarebbe l'unità.

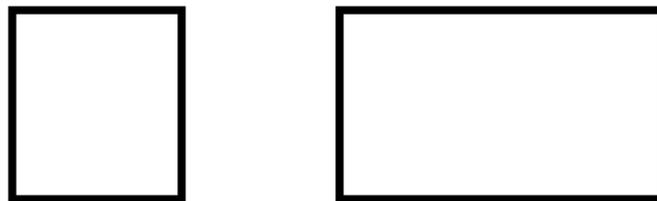


Figura 2.5 – $AR = 1$ per l'immagine a sinistra; $AR > 1$ per l'immagine di destra

2.1.2.1 Discretizzazione

La discretizzazione può avvenire in tre diversi metodi:

- *Metodo delle differenze finite (FDM)*: Primo metodo di analisi numerica sviluppato, basato sul concetto di lasciare inalterato il modello fisico e discretizzare le equazioni differenziali del problema. L'algoritmo aumenta di efficacia al crescere del numero di punti di intersezione della griglia, che si

sovrappone al dominio di definizione della funzione incognita. Con questo approccio si possono trattare problemi anche molto complessi, ma se subentrano geometrie irregolari o particolari condizioni al contorno, tale metodo diventa di difficile applicazione.

- *Metodo degli elementi finiti (FEM)*: Metodo che ha soppiantato in pochi anni di crescita esponenziale l'FDM, sia per la sua grande flessibilità, sia per la vastità di applicazioni al quale è possibile applicarlo. Contrariamente al metodo precedente, che vede il dominio da analizzare come una serie di punti di un reticolo, il FEM vede il dominio come l'unione di tanti sottodomini di forma elementare, dove le equazioni differenziali vengono lasciate inalterate (relativamente a ciascun elemento finito). In una regione dello spazio dove abbia luogo un particolare fenomeno, la variabile di campo come la pressione, lo spostamento, la temperatura, la velocità o la densità, è funzione di ciascun generico punto del dominio di definizione e di conseguenza il problema presenta un numero infinito di incognite. La procedura di discretizzazione agli elementi finiti lo riduce ad un problema con un numero finito di incognite, suddividendo il dominio in elementi finiti ed esprimendo il campo incognito in termini di funzioni approssimanti, definite all'interno di ogni elemento. Le funzioni approssimanti, chiamate anche funzioni di forma, vengono individuate mediante i valori che la variabile dipendente assume in punti specifici detti nodi, posti solitamente sul contorno degli elementi o al loro interno. I valori che la variabile di campo assume sui nodi, ne definiscono univocamente l'andamento all'interno dell'elemento. In Figura 2.6 e 2.7 è mostrato chiaramente il principio di base utilizzato nel metodo FEM: una volta suddiviso il dominio di integrazione in intervalli (che possono essere anche non regolari), si procede ad approssimare la funzione incognita con delle funzioni ad andamento noto, scegliendo, come incognite del problema trattato, i soli valori ai nodi (h_j). Dalla soluzione delle equazioni algebriche si otterranno i valori nodali del campo approssimato; quelli interni agli intervalli vengono valutati in base alle funzioni di approssimazione utilizzate. È necessario sottolineare come la precisione dell'approssimazione dipenda, oltre

che dal grado del polinomio utilizzato, anche dalla dimensione dell'intervallo di suddivisione.

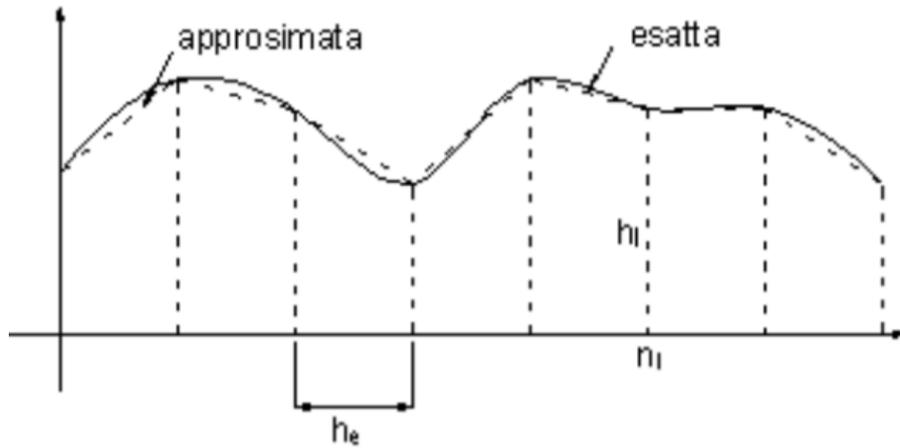


Figura 2.6 – Metodo agli elementi finiti

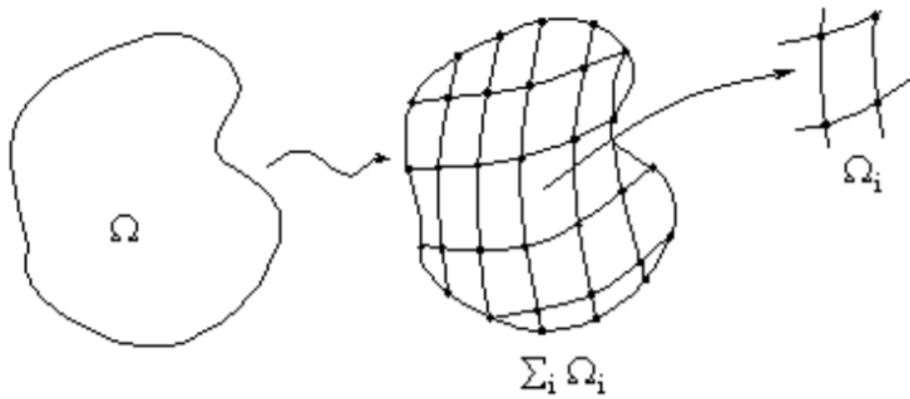


Figura 2.7 – Metodo agli elementi finiti

- *Metodo dei volumi finiti (FVM)*: Metodo più usato dei tre in ambito CFD. Gli schemi a volume finito si differenziano principalmente dai classici

schemi a differenza finita per il modo in cui sono derivati. Invece della discretizzazione delle PDE (partial differential equations), si inizia con le leggi di conservazione in forma integrale (equazione 2.4). La discretizzazione si applica direttamente alle equazioni integrali scritte per piccoli volumi di controllo (finiti).

$$\frac{d}{dt} \int_{\Omega} \phi d\Omega = - \int_S \phi V \cdot n dS + \int_S \chi \nabla \phi \cdot n dS + \int_{\Omega} Q d\Omega \quad (2.4)$$

L'equazione è riferita ad un volume di controllo arbitrario con superficie S e vettore normale alla superficie, n, di lunghezza unitaria (figura 2.8).

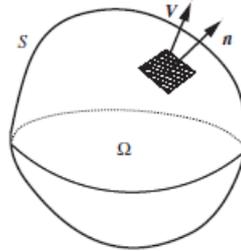


Figura 2.8 – Volume di controllo per la derivazione delle equazioni in forma integrale

L'integrale di superficie $-\int_S \phi V \cdot n dS$ mostra il flusso convettivo attraverso il confine del volume di controllo. L'integrale $\int_S \chi \nabla \phi \cdot n dS$ ha la forma tipica del trasporto attraverso la superficie di meccanismi di diffusione, come l'attrito viscoso o la conduzione di calore, dove χ è un coefficiente di diffusione costante o variabile. Infine, l'integrale di volume $\int_{\Omega} Q d\Omega$ rappresenta il tasso di variazione causato da fonti interne di intensità Q per unità di volume.

Il volume di controllo viene suddiviso in volumetti elementari dove si andranno ad applicare le equazioni integrali (equazione 2.1). Il passo successivo sarà poi quello di approssimare gli integrali, in modo che ognuno di essi venga sostituito da un'equazione di discretizzazione algebrica. Si può dedurre però che la suddivisione in volumetti di dimensioni finite e non infinitesime, comporti un grado di approssimazione nella trattazione e di conseguenza un errore.

In figura 2.9 sono riportati alcuni esempi di griglie a volume finito e, sebbene non comprendano una griglia tridimensionale, occorre sapere che i principi di approssimazione del volume finito sono validi nel caso generale tridimensionale.

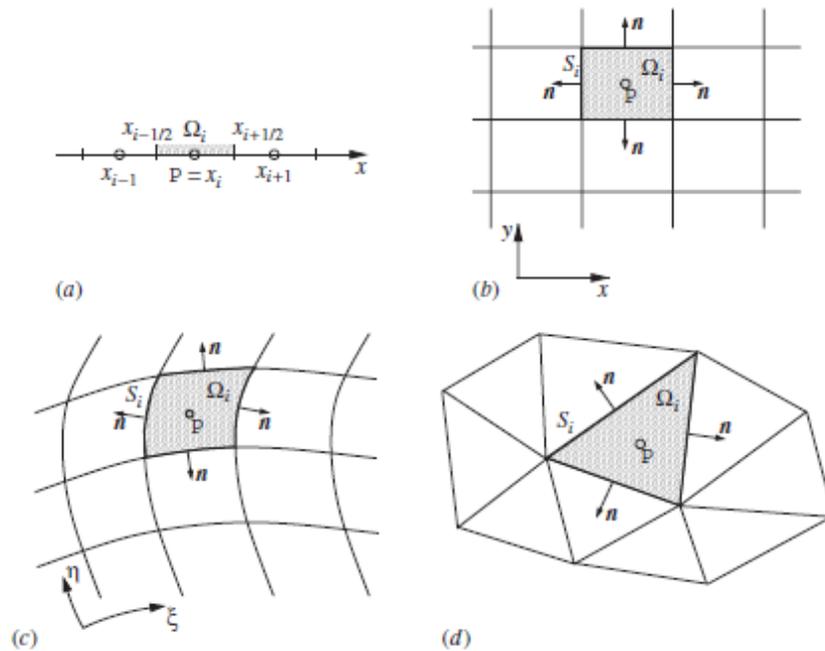


Figura 2.9 – Esempi di griglie a volume finito. (a) griglia monodimensionale; (b) griglia bidimensionale con struttura Cartesiana; (c) griglia bidimensionale con struttura curvilinea; (d) griglia bidimensionale non strutturata.

2.2 Solving

Stabilita la geometria e realizzata la mesh, si passa alla vera e propria fase di calcolo all'interno del solutore *Fluent*®. Questa fase centrale del processo può essere divisa in due sotto aspetti come riportato in figura 2.10. Quanto al setup, sono valutate tutte le condizioni al contorno del progetto, oltre ai materiali e a qualsiasi modello utilizzato. La fase di solution d'altra parte, riguarda la scelta dell'algoritmo di risoluzione, degli

elementi di controllo per inserire o meno i sotto - rilassamenti e del numero di iterazioni.

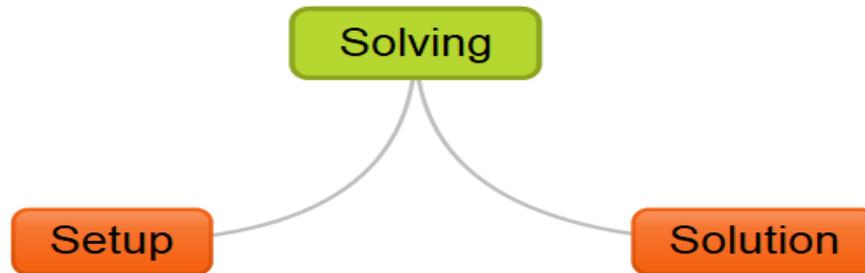


Figura 2.10 – Fasi del solving

2.2.1 Setup

Nel setup di *Fluent*® la prima informazione da inserire è quella relativa al tipo di studio: stazionario o transitorio. Successivamente si passa alla scelta dei modelli, dove viene inserito sicuramente quello relativo all'energia per rendere l'approccio termo-fluidodinamico. Ci sono svariati modelli che tengono in considerazione tanti aspetti rilevanti come lo scambio termico, la radiazione, la diffusione, fluidi bifase; tra i più importanti c'è sicuramente il modello di turbolenza, ampiamente discusso nel capitolo precedente.

Il passo seguente nelle impostazioni di setup riguarda la scelta dei materiali utilizzati nel modello. Infatti, una volta apprese le informazioni di progetto, vanno inseriti i dati delle stratificazioni: densità, calore specifico, conducibilità e viscosità. Naturalmente è da valutare anche la presenza di un fluido di controllo, ad esempio l'aria intesa come termovettore, con i relativi valori funzionali analoghi a quelli definiti per le stratificazioni.

Una volta affrontati gli step preliminari di setup, si passa quindi alla fase centrale con l'inserimento delle condizioni al contorno che specificano il comportamento delle varie superfici al passaggio del flusso e permettono di definire il problema. Le principali boundary condition utilizzate sono:

- Velocity inlet: definisce la zona di ingresso del fluido nel volume di controllo. Vanno inoltre imposte il modulo della velocità, la direzione del flusso, la temperatura e i valori di K e di ϵ relativi alla superficie alla quale è applicata;
- Pressure outlet: utilizzata per identificare le superfici dove il fluido fuoriesce dal dominio di calcolo. È necessario indicare il valore della pressione, se noto, altrimenti il software conduce il calcolo a pressione costante. Vanno comunque inseriti i valori di K e di ϵ relativi al reverse flow (flusso reverso), che, sebbene sia assente una volta che la soluzione ha raggiunto la convergenza, caratterizza diverse celle nelle prime iterazioni.
- Wall: condizione relativa a superfici non in movimento che non possono essere oltrepassate da alcun tipo di fluido e che nella geometria reale sono costituite da superfici solide;
- Symmetry: utilizzata per le superfici che creano una condizione di simmetria nel modello e di fatto per la soluzione. *Fluent*® assume in corrispondenza di esse gradienti normali alle superfici nulli per tutte le variabili del flusso e una velocità perfettamente parallela;
- Moving wall: definisce le superfici in movimento nella situazione reale e possono essere suddivise in Translational Moving wall e Rotational Moving wall. Le prime prendono in considerazione movimenti traslazionali delle superfici, mentre le seconde fanno riferimento a superfici soggette ad un moto rotatorio.

2.2.2 Solution

Dopo aver definito le condizioni al contorno c'è la necessità di valutare l'algoritmo di risoluzione migliore per il modello in analisi. Di seguito verrà approfondito solo

l'algoritmo SIMPLE, utilizzato nel caso studio, e qualche veloce nozione sugli altri metodi di calcolo.

2.2.2.1 Algoritmo SIMPLE

Una delle prime versioni del metodo è il SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations). Il metodo in questione è stato originariamente progettato per la discretizzazione a volume finito con disposizione della griglia non ordinata, ma può essere facilmente esteso ad altre tecniche di discretizzazione.

In questo metodo i valori di velocità e pressione sono rappresentati come segue:

$$u_i^{(m+1)} = u_i^* - u_i' ; p^{(m+1)} = p^{(m)} + p' \quad (2.5)$$

dove u_i^* è la soluzione dell'equazione della quantità di moto linearizzata (2.6) e $p^{(m)}$ usato come stima della pressione.

$$a_p(u^{(m)})u_{i,p}^* + \sum_l a_{l,p}(u^{(m)})u_{i,l}^* = Q_p(u^{(m)}) - \left(\frac{\delta p^{(m)}}{\delta x_i}\right)_p \quad (2.6)$$

Per trovare la relazione tra u_i' e p' è necessario che $u_i^{(m+1)}$ e $p^{(m+1)}$ soddisfino l'equazione di quantità di moto linearizzata (2.7).

$$a_p(u^{(m)})u_{i,p}^{(m+1)} + \sum_l a_{l,p}(u^{(m)})u_{i,l}^{(m+1)} = Q_p(u^{(m)}) - \left(\frac{\delta p^{(m+1)}}{\delta x_i}\right)_p \quad (2.7)$$

Sottraendo la (2.6) dalla (2.7), si ottiene:

$$a_p(u^{(m)})u_{i,p}' + \sum_l a_{l,p}(u^{(m)})u_{i,l}' = -\left(\frac{\delta p'}{\delta x_i}\right)_p \quad (2.8)$$

Si tratta ancora una volta di un sistema linearizzato, che, al momento, non può essere risolto né per u_i' né per p' , poiché entrambi i campi sono ancora sconosciuti.

Si può rappresentare formalmente la soluzione come:

$$u'_{i,P} = \bar{u}'_{i,P} - \frac{1}{a_p(u^{(m)})} \left(\frac{\delta p'}{\delta x_i} \right)_P \quad (2.9)$$

dove $\bar{u}'_{i,P}$ è una funzione sconosciuta definita dall'equazione (2.9). Si è ora in grado di ricavare formalmente l'equazione della pressione, sostituendo l'espansione della (2.5) nella condizione di incompressibilità:

$$\left. \frac{\delta u_i^{(m+1)}}{\delta x_i} \right|_P = 0 \quad (2.10)$$

e usando la (2.9) si ottiene:

$$\left(\frac{\delta u_i^*}{\delta x_i} \right)_P + \left(\frac{\delta \bar{u}'_i}{\delta x_i} \right)_P - \frac{\delta}{\delta x_i} \left(\frac{1}{a_p(u^{(m)})} \frac{\delta p'}{\delta x_i} \right)_P = 0 \quad (2.11)$$

L'equazione contiene \bar{u}'_i e p' , entrambi sconosciuti. Nel metodo SIMPLE il problema viene risolto semplicemente eliminando i termini sconosciuti da (2.9) e (2.11). Non vi è alcuna giustificazione pienamente soddisfacente di una tale semplificazione, tranne che tutti gli schemi SIMPLE sono convergenti in molti casi. Va detto, tuttavia, che la convergenza con questo metodo è più lenta rispetto ai metodi più sofisticati come SIMPLEC, SIMPLER e PISO.

In sintesi, un'iterazione del metodo SIMPLE è costituita dalle seguenti sottofasi:

1. Valutare i coefficienti a_p e $a_{i,P}$ e i termini della parte destra dell'equazione della quantità di moto linearizzata (2.6) utilizzando i campi di velocità e pressione della precedente iterazione;
2. Risolvere la (2.6) per trovare la velocità intermedia u_i^* ;
3. Risolvere l'equazione di pressione approssimata (notare la differenza con l'equazione completa (2.11)):

$$\frac{\delta}{\delta x_i} \left(\frac{1}{a_p(u^{(m)})} \frac{\delta p'}{\delta x_i} \right)_P = \left(\frac{\delta u_i^*}{\delta x_i} \right)_P \quad (2.12)$$

4. Aggiornare la velocità e i campi di pressione come:

$$u'_{i,P} = -\frac{1}{a_P(u^{(m)})} \left(\frac{\delta p'}{\delta x_i} \right)_P ; u_{i,P}^{(m+1)} = u_{i,P}^* + u'_{i,P} ; p_P^{(m+1)} = p_P^{(m)} + p'_P \quad (2.13)$$

5. Verificare la convergenza e iniziare una nuova iterazione.

La convergenza dell'algorithm SIMPLE può essere accelerata usando i sotto-rilassamenti, cioè, aggiornando pressione e velocità come:

$$u_{i,P}^{(m+1)} = u_{i,P}^* + \alpha_u u'_{i,P} ; p_P^{(m+1)} = p_P^{(m)} + \alpha_p p'_P \quad (2.14)$$

dove $0 < \alpha_u < 1$ e $0 < \alpha_p < 1$ sono i coefficienti di sotto-rilassamento. Sulla base di studi empirici si raccomanda un valore piuttosto piccolo di α_p . Si può dimostrare che la convergenza più veloce si ottiene quando $\alpha_u = 1 - \alpha_p$.

2.2.2.2 SIMPLEC, SIMPLER, PISO

A causa della drastica semplificazione di trascurare completamente i termini \bar{u}'_i risulta un lento raggiungimento della condizione di convergenza da parte del SIMPLE. Un'evoluzione è stata quella di introdurre l'algorithm SIMPLEC (SIMPLE Consistent) dove i termini sconosciuti \bar{u}'_i vengono approssimati piuttosto che trascurati.

Un ulteriore metodo di risoluzione è dato dall'algorithm SIMPLER (SIMPLE Revised). Questo richiede circa il doppio del numero di operazioni del SIMPLE, dal momento che due serie di equazioni della pressione e due serie di equazione del momento devono essere risolte. Lo svantaggio appena illustrato è in genere controbilanciato da una convergenza significativamente più veloce, quindi il SIMPLER è più efficiente.

Infine, l'ultima versione da introdurre è l'algorithm PISO (Pressure Implicit with Splitting Operators) che prevede gli stessi step iniziali del SIMPLE per poi proseguire diversamente. Il metodo PISO è preferibile per casi studio con flusso transitorio,

soprattutto se si vuole usare un grande *time step* ed è adatto a griglie di calcolo caratterizzate da elementi irregolari (come dimensione e forma).

2.2.2.3 Convergenza

La verifica del raggiungimento della condizione di convergenza della soluzione viene fatta sulla base dei residui, cioè delle variazioni normalizzate delle grandezze tipiche del modello di turbolenza utilizzato. La convergenza si considera raggiunta quando la differenza tra due iterazioni successive di tali grandezze è inferiore ad un certo valore prestabilito e vi è la contemporanea verifica di tre condizioni:

- La soluzione non deve variare se si continua ad iterare;
- I bilanci materiali e globali devono chiudersi; non deve essere né creata né distrutta materia all'interno del dominio;
- Tutte le equazioni di trasporto, in forma discretizzata, devono sottostare a specifiche tolleranze definite dai residui.

2.3 Post – Processing

Dopo aver impostato tutto lo studio si procede con il lancio della simulazione attraverso un numero di iterazioni sufficienti a dare indicazioni di convergenza. Naturalmente questa fase è influenzata da molti fattori come l'algoritmo di risoluzione o la densità della mesh, ma, un aspetto di fondamentale importanza, resta la potenza della macchina di calcolo che può portare a notevoli differenze nelle tempistiche di risoluzione.

Una volta assicurata la condizione di convergenza attraverso lo studio dei residui, si entra nell'ultima fase del percorso metodologico: il Post-processing.

Quest'ultima fase dello studio può essere valutata sia all'interno dello stesso solutore *Fluent*®, sia all'interno di un altro tool del software chiamato *CFD-post* ®.

In figura 2.11 è riportata la suddivisione in due aspetti di questa fase del processo.

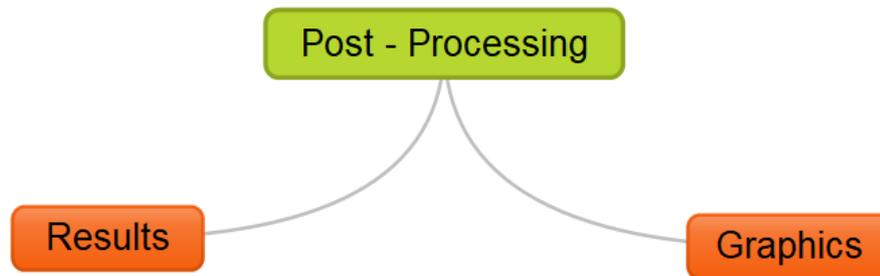


Figura 2.11 – Fasi del post processing

2.3.1 Results e Graphics

Conclusa la simulazione, si procede con l'analisi dei risultati numerici. Il software, infatti, rende possibile il calcolo di tutte le variabili necessarie per il progetto.

Le soluzioni vengono proposte anche sotto forma di grafici, immagini e animazioni, come potrebbero essere ad esempio, gli andamenti di temperatura, o quelli delle stream-line, all'interno del volume di controllo.

Capitolo 3

Caso Studio

Il seguente capitolo illustra tutte le operazioni svolte per lo sviluppo di un modello numerico finalizzato all'analisi CFD per la valutazione del sistema di condizionamento. Il modello in questione è un magazzino automatico sito in provincia di Bologna, di proprietà della *PHILIP MORRIS International*, contenente prodotti relativi al tabacco e sigarette elettroniche. La merce stoccata nel magazzino necessita di un range di temperatura e umidità adeguato al fine di evitarne il deterioramento o il malfunzionamento. Questa condizione non è però facile da raggiungere, sia per la difficoltà di installazione dei canali di mandata e ripresa, sia per le dimensioni notevoli della struttura; l'altezza di poco superiore ai 30 metri infatti, potrebbe portare a fenomeni come la convezione naturale da valutare attentamente in fase di progettazione per evitare variazioni di temperatura inaspettate.

Il modello è stato realizzato in un lavoro di tirocinio svolto presso l'azienda Trillini Engineering, che ha fornito tutti i dati in input necessari per lo studio termofluidodinamico e presso l'Università Politecnica delle Marche che ha messo a disposizione le risorse computazionali e le licenze dei software indispensabili per la realizzazione dello studio.

Il capitolo è articolato in diversi paragrafi esplicativi dell'iter metodologico affrontato dalle prime fasi di input fornite dall'azienda tramite valutazione della geometria, passando per la discretizzazione del modello e successiva fase di setup nell'apposito software, per concludere con la valutazione dei risultati ottenuti.

3.1 Magazzino Automatico

Un magazzino automatico è un magazzino avente un impianto automatizzato preposto allo stoccaggio dei pallet contenenti le merci. In questo caso, la struttura presenta una zona adibita a baia di carico nella parte est e si estende con quattro file di scaffalature e due corridoi per tutta la sua lunghezza. Nelle figure 3.1, 3.2 e 3.3 sono riportate alcune immagini della struttura fornite dall'azienda, mentre la tabella 3.1 ne allega le dimensioni.



Figura 3.1 – Vista esterna magazzino automatico

Lato lungo	84500	<i>mm</i>
Lato corto	15600	<i>mm</i>
Altezza	32200	<i>mm</i>
Volume	42446	<i>m³</i>

Tabella 3.1 – Dimensioni magazzino automatico

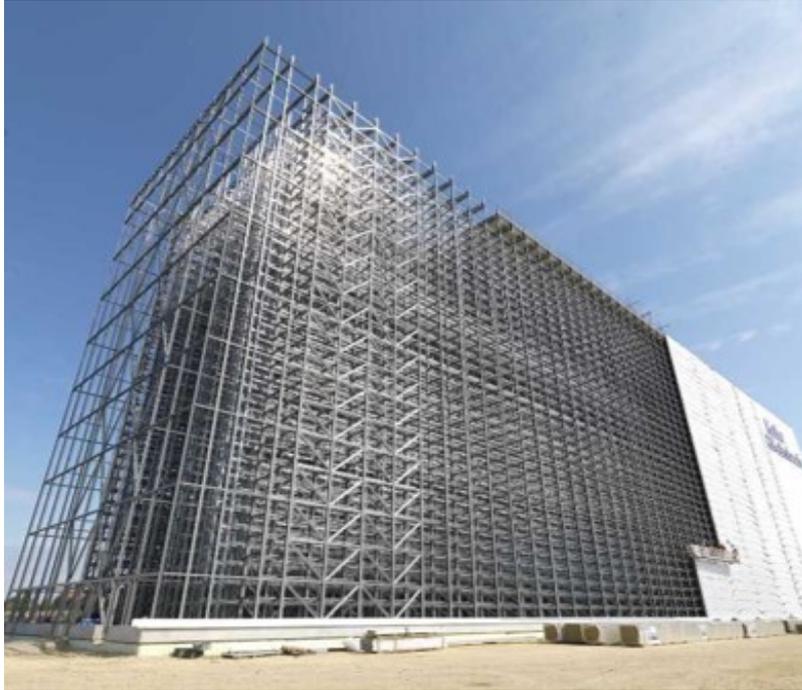


Figura 3.2 – Vista magazzino in fase di costruzione



Figura 3.3 – Vista magazzino in fase di costruzione

Una rete aeraulica realizzata in canali di lamiera zincata provvede a coinvolgere l'aria trattata all'interno del magazzino automatizzato, dove sarà distribuita attraverso ugelli collocati a soffitto collocati nella zona dei corridoi e lungo l'intercapedine fra le scaffalature e le pareti laterali esterne. Sono inoltre previste delle serrande motorizzate collocate sulla rete di ripresa che permettono di modificare le portate d'aria di ritorno dal soffitto e dal pavimento, in funzione della stagione e delle condizioni interne rilevate dai sensori. L'impianto, infatti, è stato progettato sfruttando l'inversione stagionale; la ripresa viene effettuata nei canali all'altezza del pavimento per la stagione invernale, mentre per quella estiva, grazie alle serrande che chiudono le canalizzazioni, viene effettuata attraverso griglie poste nella parte superiore della struttura. Nelle figure 3.4 e 3.5 sono riportate in dettaglio le distribuzioni dei canali di mandata e ripresa.



Figura 3.4 – Magazzino in sezione con dettaglio canali di mandata

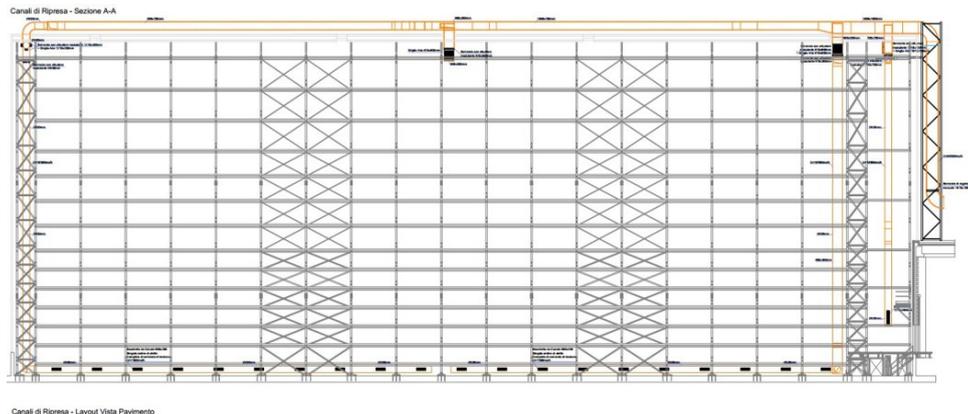


Figura 3.5 – Magazzino in sezione con dettaglio canali di ripresa

Nell’impianto sono previste due UTA (Unità di trattamento aria) installate sulla copertura dell’edificio adiacente al deposito di nuova realizzazione. Le due UTA (figura 3.6) in condizioni nominali lavorano in “tandem” alla portata nominale di $60000 \frac{m^3}{h}$ ciascuna; in caso di fermo macchina però di una delle unità, l’altra dovrà lavorare alla massima portata, pari a $80000 \frac{m^3}{h}$.

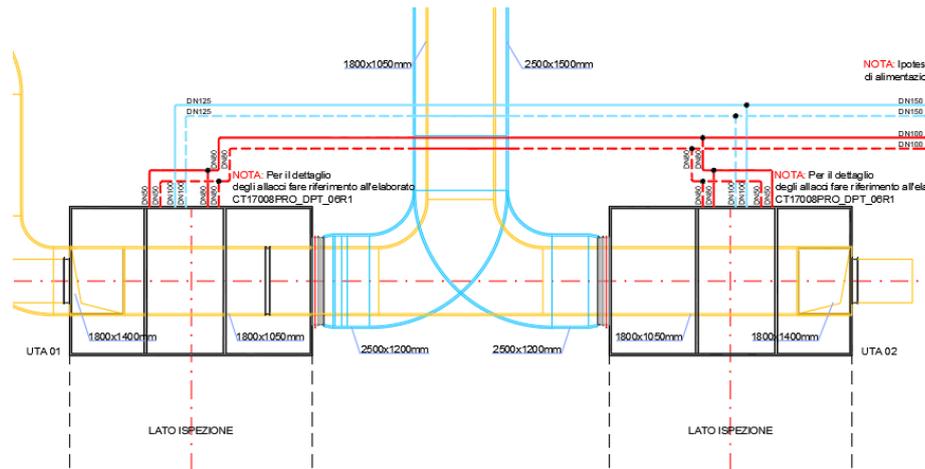


Figura 3.6 – Dettaglio delle due unità di trattamento aria

3.1.1 Ugelli di alimentazione

Gli ugelli presenti nel magazzino sono dello stesso modello (figura 3.7) ma di due dimensioni differenti:

- PK 14: ugelli installati sui condotti principali sotto il soffitto che corrono lungo la corsia del magazzino;
- PK 10: ugelli installati nell’intercapedine tra le scaffalature e le pareti laterali.



Figura 3.7 – ugelli di alimentazione PK

In tabella 3.2, inoltre, sono riportati i valori utili allo studio ai fini del calcolo fluidodinamico.

	PK 14	PK 10
Sezione ϕ [mm]	230	140
Portata [$\frac{m^3}{h}$]	1375	409
Velocità [$\frac{m}{s}$]	9.2	7.4

Tabella 3.2 – valori funzionali degli ugelli PK

3.1.2 Griglie di ripresa

Le griglie di ripresa del magazzino sono di quattro diverse tipologie:

- 800×200: griglie di ripresa installate sui concotti circolari posti sotto la scaffalatura (lavorano nella stagione invernale);
- 1210×200: griglie di ripresa installate sui condotti circolari posti sotto la scaffalatura (lavorano nella stagione invernale);
- 810×800: griglie di ripresa installate sui condotti rettangolari posizionati sotto al tetto (lavorano nella stagione estiva);
- 1010×700: griglie di ripresa installate sui condotti rettangolari posizionati sotto al tetto (lavorano nella stagione estiva).

Nella tabella 3.3 sono riportati i valori funzionali delle varie griglie.

Sezione l×h [mm×mm]	Portata [$\frac{m^3}{h}$]
800×200	1000
1210×200	2500
810×800	5000
1010×700	5000

Tabella 3.3 – valori funzionali delle griglie di ripresa

3.1.3 Stratificazioni

La valutazione delle stratificazioni è un passo importante, perché la conoscenza dei parametri di trasmittanza e spessore renderanno possibile la valutazione, da parte del software, dello scambio termico tra l'interno e l'esterno della struttura. Nei successivi paragrafi sono allegate le schede tecniche dei materiali che costituiscono le pareti laterali, il soffitto e il pavimento.

3.1.3.1 Pareti laterali

Le pareti laterali del magazzino sono costituite dalla pannellatura *HOESCH ISOROCK® VARIO* (figura 3.8). Questa, è costituita da un cuore di lana di roccia ricoperto da fogli di metallo di elevata qualità; in figura 3.9 sono riportati i valori presi dalla scheda tecnica fornita dal costruttore (sono evidenziati i valori presi in considerazione).

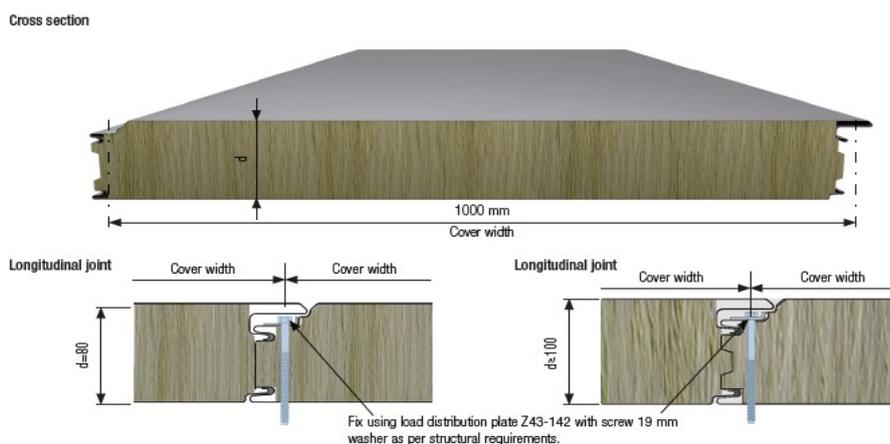


Figura 3.8 – immagine esplicativa del modello di pannellatura

Product	Type	Element thickness d mm	Material thickness	Max. length supplied m	Weight kg/m ²	Thermal resistance	Heat transition coefficient	Thermal resistance	Heat transition coefficient		
						In accordance with EN ISO 6946		In accordance with EN 13162 and EN 14509 with joint influence			
						R m ² K/W	U W/(m ² K)	R m ² K/W	U W/(m ² K)		
S1		80	0,50 ⁹⁾ 0,75	0,50 0,75	18,0	17,5	1,80	0,51	1,80	0,56	
					16,0	22,0					
		100			18,0	19,7	2,25	0,41	2,25	0,44	
					16,0	24,2					
		120			16,0	21,9	2,70	0,35	2,70	0,37	
					15,0	26,4					
		140*			16,0	24,1	3,16	0,30	3,15	0,32	
					13,9	28,6					
		150			15,7	25,2	3,39	0,28	3,35	0,29	
					13,4	29,7					
		175*			14,2	27,9	3,95	0,24	3,95	0,25	
					12,2	32,4					

Figura 3.9 – scheda tecnica dei pannelli *HOESCH ISOROCK® VARIO*

3.1.3.2 Soffitto

Il soffitto del magazzino automatico è costituito da pannelli *ZEROKLASS® ROOF* (figura 3.10). Questi pannelli sono realizzati con uno strato coibente esclusivo, costituito da listelli di lana minerale biosolubile sfalsati in senso longitudinale, le cui fibre si dispongono ortogonalmente rispetto al piano dei due supporti. In figura 3.11 sono evidenziati i valori necessari forniti dal costruttore.



Figura 3.10 – esempio di pannello *ZEROKLASS® ROOF*

S	Trasmittanza Transmittance U	Densità lana minerale Density of mineral wool	Peso pannello Panel weight Sp. lamiera 0,6+0,6 mm Sheet thickness 0,6+0,6 mm	 Carico p in daN/mq - Point load da N/sq.m							 Carico p in daN/mq - Point load da N/sq.m						
				80	100	120	150	200	250	300	80	100	120	150	200	200	300
40	0,95	100	16,60	4,15	3,60	3,10	2,60	2,00	1,70	1,40	3,70	3,10	2,70	2,25	1,80	1,50	1,25
50	0,76	100	17,60	4,45	3,75	3,30	2,80	2,15	1,80	1,50	3,90	3,30	2,90	2,40	1,90	1,60	1,30
60	0,63	100	18,60	4,80	4,00	3,45	2,90	2,25	1,85	1,55	4,10	3,50	3,00	2,50	2,00	1,60	1,40
80	0,47	100	20,60	6,00	5,40	4,70	3,80	2,90	2,30	2,00	5,30	4,70	4,10	3,30	2,50	2,05	1,70
100	0,38	100	22,60	7,00	6,00	5,00	4,05	3,10	2,50	2,10	6,00	5,15	4,35	3,50	2,70	2,20	1,80
120	0,32	100	24,60	7,80	6,50	5,50	4,40	3,40	2,70	2,30	6,80	5,65	4,70	3,90	2,90	2,35	2,00
150	0,25	100	27,60	8,00	6,90	5,70	4,70	3,60	2,85	2,35	7,10	6,10	5,10	4,20	3,10	2,50	2,10
200	0,19	100	32,60	8,70	7,80	6,30	5,10	3,80	3,00	2,50	7,90	6,80	5,80	4,70	3,50	2,75	2,30

Figura 3.11 – scheda tecnica della pannellatura *ZEROKLASS® ROOF*

3.1.3.3 Pavimento

Il pavimento del magazzino automatico è costituito dalla stratificazione riportata in figura 3.12. Nella tabella 3.4 sono riportate le caratteristiche della stratificazione.

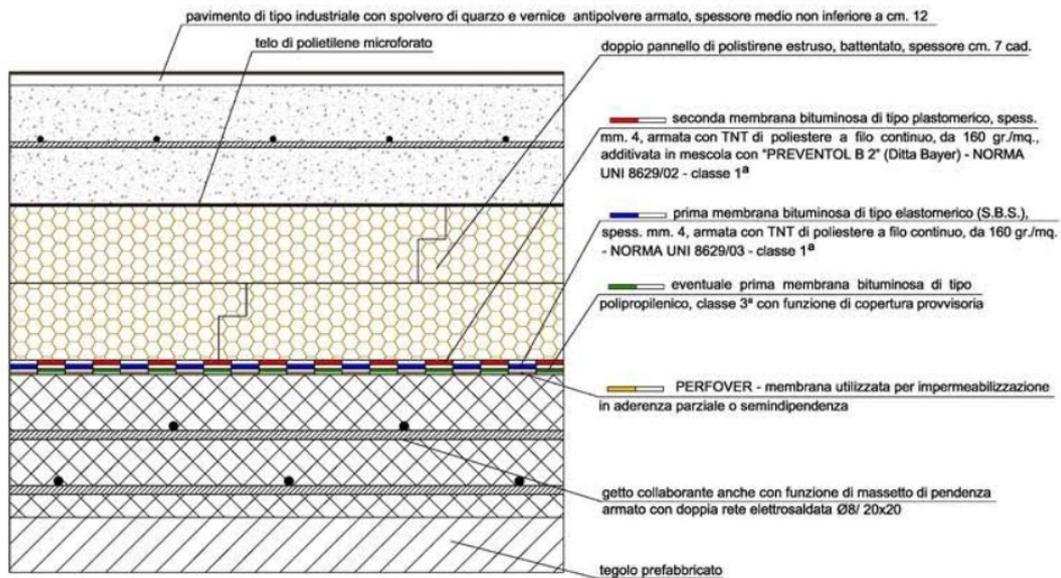


Figura 3.12 – dettaglio della stratificazione del pavimento del magazzino automatico

Spessore [mm]	350
Trasmittanza [$\frac{W}{m^2K}$]	0,334
Resistenza termica [$\frac{m^2K}{W}$]	2,994

Tabella 3.4 – valori funzionali pavimento

3.2 Condizioni operative

Lo studio si è incentrato sulla base delle condizioni operative riportate nelle seguenti tabelle; queste condizioni fanno riferimento al sito di costruzione del magazzino automatico.

3.2.1 Condizioni esterne

La tabella 3.5 riporta i valori di temperatura e umidità relativa delle condizioni stagionali peggiori relativi a Crespellano, comune in provincia di Bologna.

	Temperatura [°C]	Umidità relativa [%]
Inverno	-5.6	50
Estate	35	50

Tabella 3.5 – condizioni esterne del sito di costruzione del magazzino

3.2.2 Condizioni interne

La tabella 3.6 riporta il range di valori di temperatura e umidità relativa di progetto, cioè i valori di confort previsti per la struttura in esame.

	Temperatura [°C]	Umidità relativa [%]
Inverno	22 ± 2	50 ± 5
Estate	22 ± 2	50 ± 5

Tabella 3.6 – condizioni di progetto interne al magazzino

3.2.3 Condizioni dell'aria di mandata

Nella tabella 3.7 sono introdotti i valori delle condizioni dell'aria di mandata in ingresso, attraverso gli ugelli, nella struttura.

	Temperatura [°C]	Umidità specifica [$\frac{g}{kg}$]
Inverno	25.2	8.40
Estate	18.3	8.10

Tabella 3.7 – aria di mandata in ingresso nel magazzino attraverso gli ugelli

3.2.4 Condizioni del terreno

Lo studio dell'andamento della temperatura stagionale del terreno è stato effettuato tramite il software *TerMus*®. Nella tabella 3.8 vengono introdotti i valori riferiti all'intero anno per il terreno in contatto con il pavimento; sono presi a riferimento i valori peggiori.

	gen	feb	mar	apr	mag	giu	lug	ago	set	ott	nov	dic
[°C]	8.6	7.4	9.4	11.5	13.5	15.6	17.8	19.15	17.5	16.4	14.5	11.4

Tabella 3.8 – andamento stagionale medio della temperatura del terreno a contatto con il pavimento

3.3 Creazione della geometria

Una volta affrontato lo studio preliminare del progetto, concentrato in particolar modo sulla geometria e sulle tecniche di climatizzazione, il lavoro si è orientato sulla realizzazione del modello di magazzino automatico attraverso il software *Solid Edge*®. Infatti, grazie a questo programma, è stata realizzata la geometria, con particolare attenzione ai componenti necessari o meno, alla successiva fase di studio termo-fluidodinamico.

La prima semplificazione adottata riguarda la divisione del caso studio nei due casi limite descritti nei paragrafi precedenti, e quindi la distinzione tra il caso invernale (figura 3.12) e quello estivo (figura 3.13).

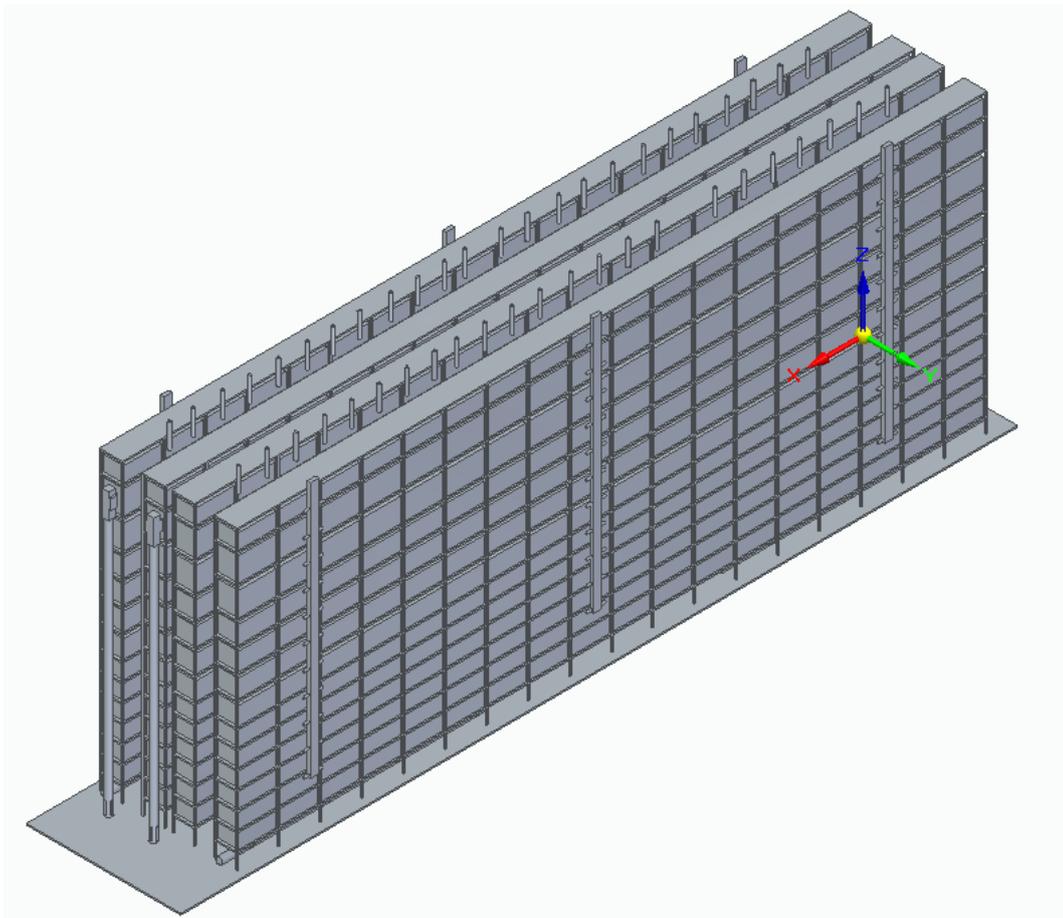


Figura 3.12 – assieme magazzino invernale (primo modello)

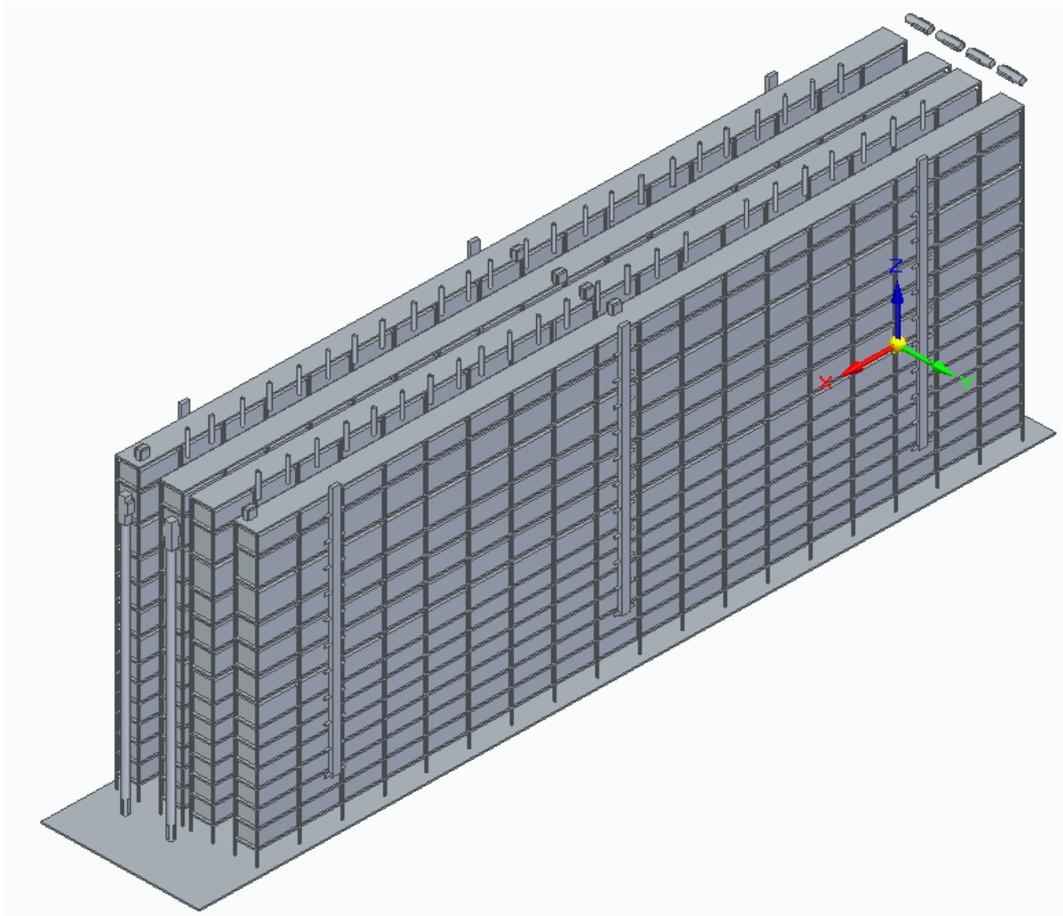


Figura 3.13 – assieme magazzino estivo (primo modello)

La distinzione tra caso estivo ed invernale risultava necessaria per questioni di snellimento del calcolo. Infatti, l'idea di realizzare due modelli distinti è nata sulla conoscenza dell'impianto di climatizzazione: canalizzazioni di mandata medesime, canalizzazioni di ripresa differenziate nelle due condizioni.

La geometria non risulta eccessivamente complessa, si tratta infatti, di una ripetizione sequenziale della stessa scaffalatura per tutta la lunghezza del magazzino; ciò non toglie che le dimensioni elevate del modello portino a discretizzazioni con un numero cospicuo di elementi e pertanto alla dilatazione dei tempi di calcolo.

In dettaglio, dopo un'attenta analisi, sono stati realizzati i seguenti componenti:

- Ugelli PK 14 in copertura e ugelli PK 10 perimetrali (figura 3.14);
- Scaffalatura e pallet (figura 3.15);
- Griglie di ripresa invernale (figura 3.16) e griglie di ripresa estive (figura 3.17).

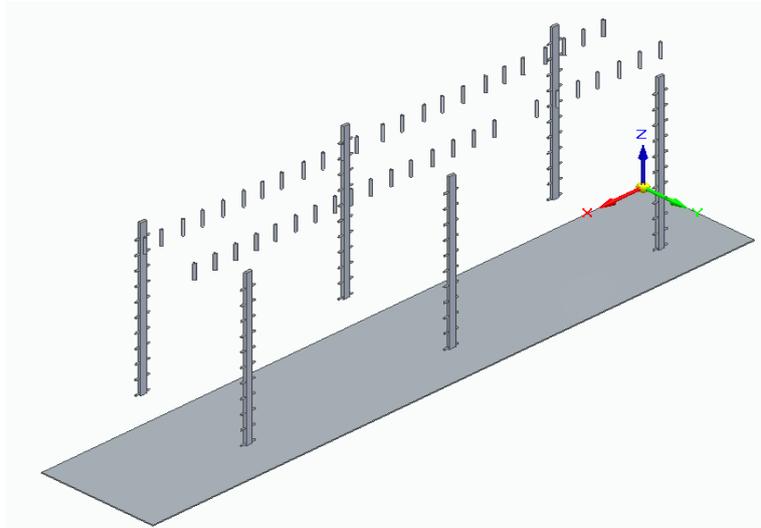


Figura 3.14 – dettaglio posizionamento elementi di mandata

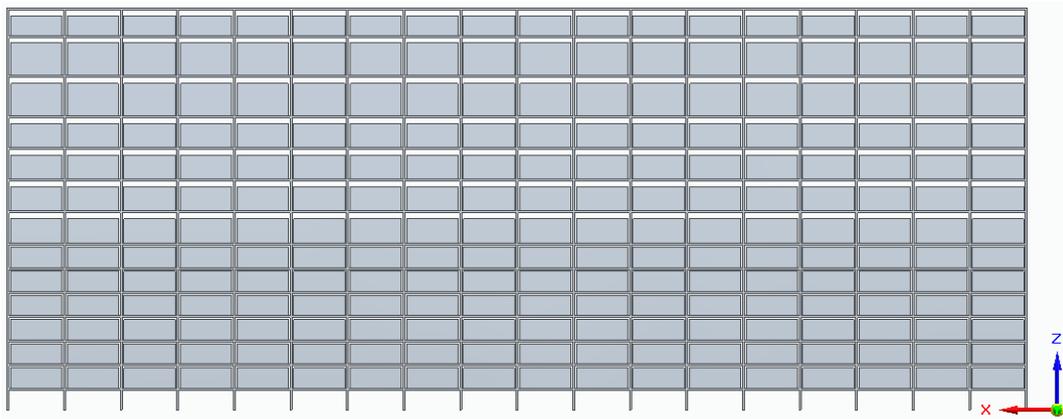


Figura 3.15 – dettaglio scaffalatura con pallet

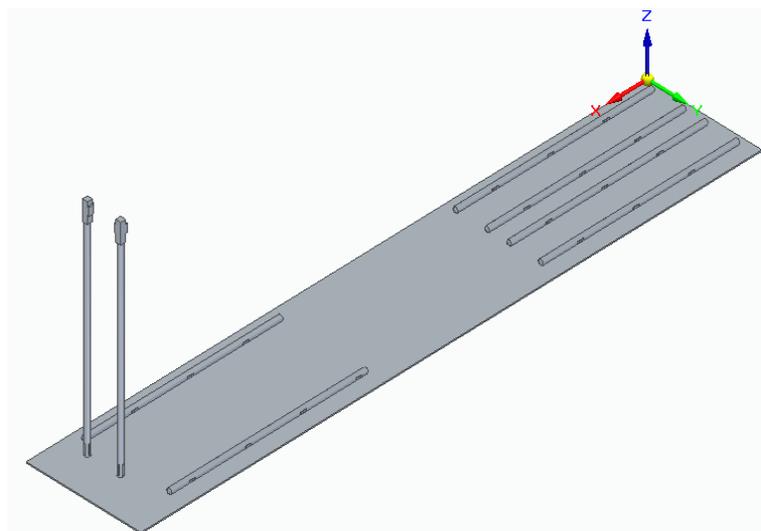


Figura 3.16 – dettaglio posizionamento griglie di ripresa invernale

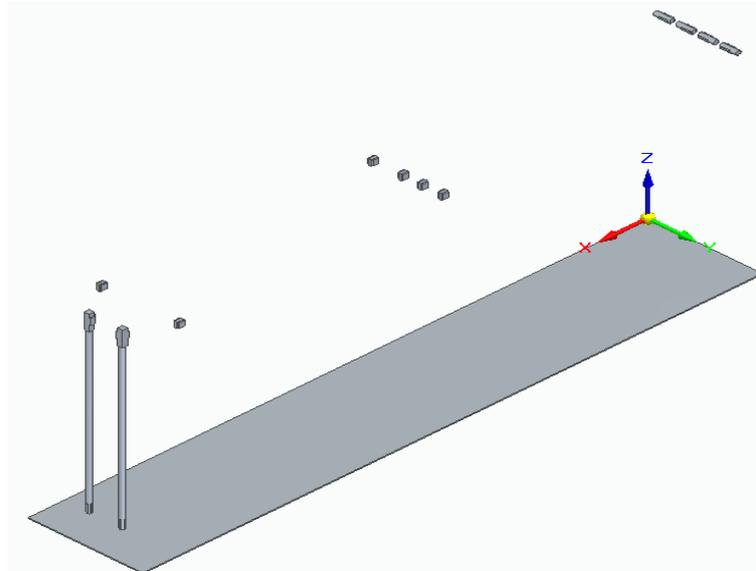


Figura 3.17 – dettaglio posizionamento griglie di ripresa estivo

Naturalmente la fase successiva dello studio prevede la realizzazione del volume d'aria, all'interno del quale avvengono i fenomeni di scambio termico e convezione. La realizzazione del volume di controllo viene effettuata nel tool di Ansys chiamato *DesignModeler*, dove una volta introdotta la geometria attraverso un'estensione compatibile, si procede con comandi di riempimento (fill) e sottrazioni booleane (boolean); il volume d'aria non è altro che il negativo della geometria del magazzino automatico.

Il primo modello realizzato è stato successivamente abbandonato a causa dell'enorme quantità di elementi da cui era composta la griglia di calcolo. Si parla di circa cinquanta milioni di celle, che oltre a tempistiche di calcolo notevoli, richiedevano potenza di calcolo, come super computer, non facilmente attuabili.

Nel paragrafo successivo viene valutata quindi la necessità di adottare una serie di semplificazioni, senza denaturalizzare lo scopo e la struttura del modello.

3.4 Semplificazione del modello

Come precedentemente introdotto, il modello non poteva essere calcolato nella sua integrità per una serie di difficoltà non facilmente oltrepassabili. Si è deciso quindi di apportare un insieme di semplificazioni legate soprattutto alla possibilità di sfruttare fenomeni di simmetria. Di fatto, considerando la simmetria del magazzino automatico, sia dal punto di vista della geometria che da quello della distribuzione dei condotti, la simulazione si è concentrata su una porzione del modello via via sempre più ridotta. Infatti, la prima opzione era quella di considerare soltanto metà magazzino sfruttando la sua simmetria longitudinale, ma con scarsi risultati, dato che il modello risultava comunque troppo pesante. Successivamente è stata valutata la quarta parte del magazzino, che seppur introducendo un'ottima semplificazione, prevedeva allo stesso modo un numero elevato di celle nella successiva fase di realizzazione della griglia di calcolo. L'ultimo step di questo iter semplificativo, è stato quello di sfruttare tutte le simmetrie messe a disposizione dalla struttura, portando l'interesse della simulazione a concentrarsi sulla zona evidenziata in figura 3.18.

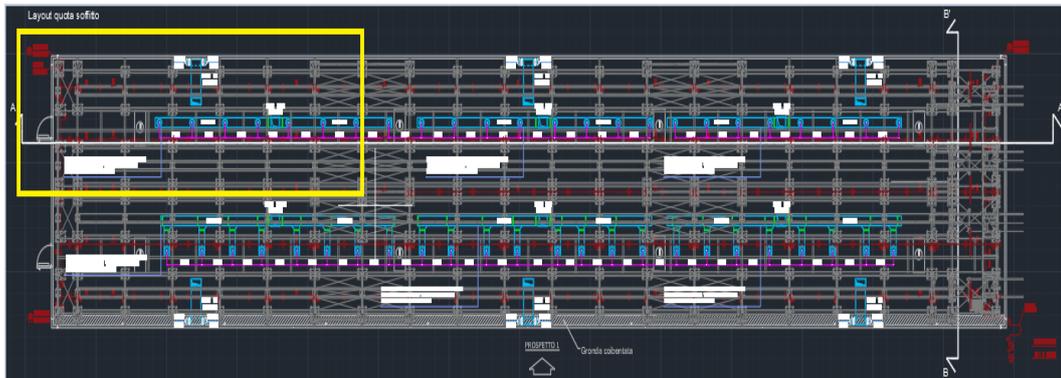


Figura 3.18 – messa in evidenza della porzione simmetrica di magazzino (vista dall'alto)

In figura 3.18 viene evidenziata la zona nord-ovest del magazzino sulla quale si è incentrata la simulazione; è facilmente intuibile come la zona presa in considerazione faccia riferimento ad un sesto del totale.

Nonostante la drastica semplificazione c'era un ultimo aspetto da migliorare: la possibilità di eliminare la scaffalatura del magazzino. Dopo un'attenta fase di studio nella quale sono stati valutati i pro e i contro della presenza della scaffalatura, è stato deciso di eliminarla per alleggerire ulteriormente il modello, riportando solo la disposizione dei pallet.

Queste due grandi semplificazioni geometriche hanno reso il modello più maneggevole e funzionale per uno studio fluidodinamico; si è passati quindi ad una sua ricostruzione, che ha portato alla sensibile riduzione del numero di elementi di discretizzazione.

In figura 3.19 e 3.20 sono riportate le immagini relative al modello ridotto tramite simmetria dei due casi precedentemente descritti, quello invernale e quello estivo.

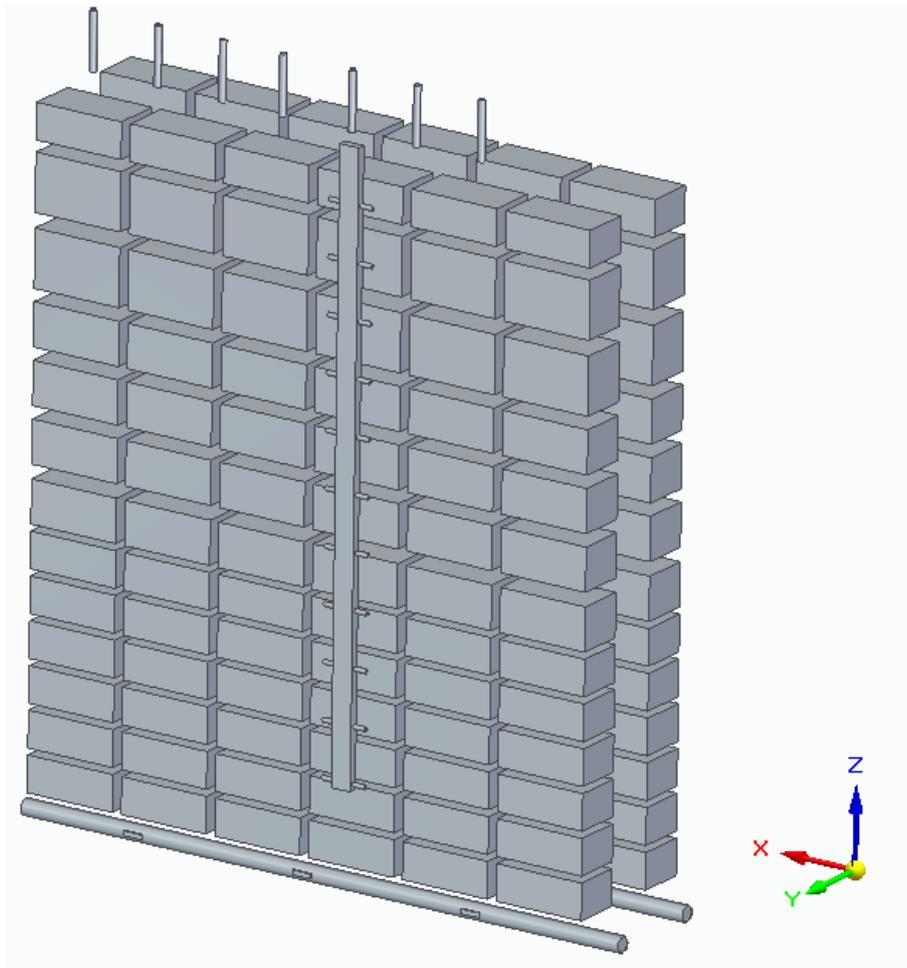


Figura 3.19 – assieme magazzino invernale (modello semplificato)

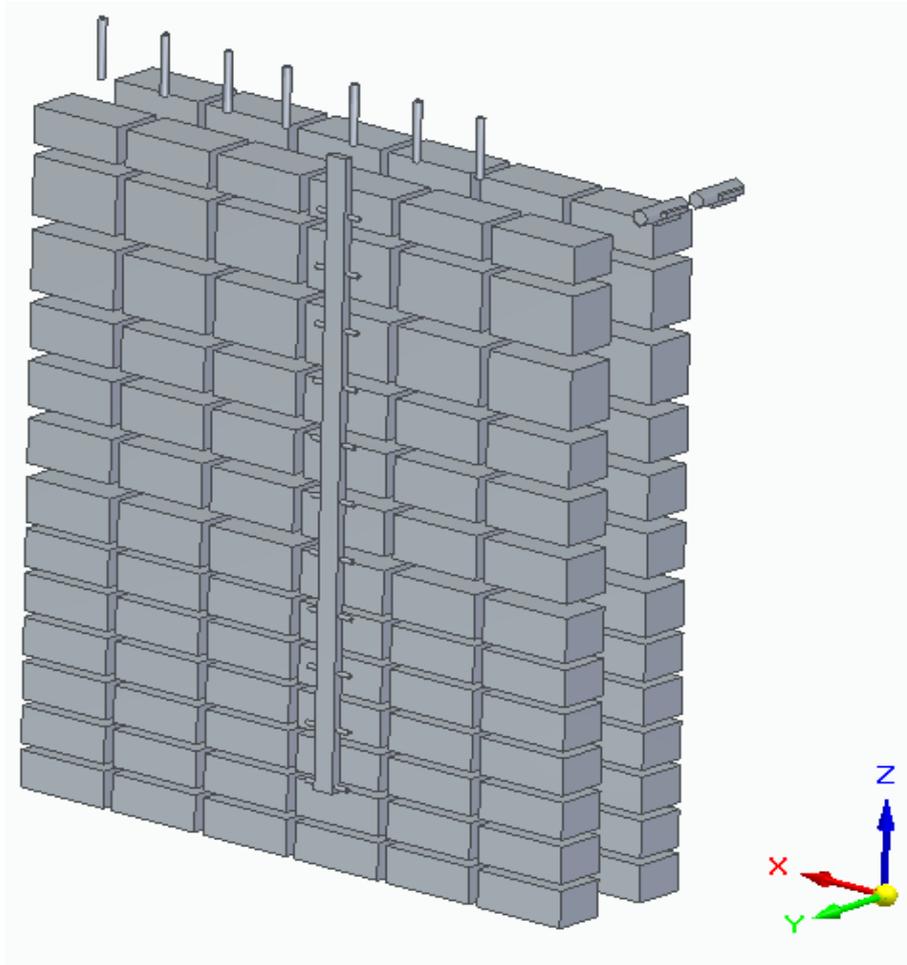


Figura 3.20 – assieme magazzino estivo (modello semplificato)

La geometria finale adottata per la simulazione presenta:

- Pallet in ogni ordine di posto;
- 7 ugelli PK 14 in copertura disposti lungo il corridoio;
- 22 ugelli PK 10 nell'intercapedine tra la scaffalatura e la parete laterale;
- 14 griglie (800×200) di ripresa lungo due condotte, disposte sul pavimento al di sotto dei pallet (caso invernale);
- 6 griglie (1210×200) di ripresa in copertura, nella parte ovest del magazzino.

Come precedentemente descritto per il modello iniziale, anche per quello appena illustrato, è stato definito il volume di controllo tramite comandi di riempimento, step necessario per realizzare la griglia di calcolo ampiamente descritta nella prossima sezione.

3.5 Realizzazione della mesh

Il passo successivo nello studio di un modello fluidodinamico è quello di discretizzare la geometria al fine di realizzare la griglia di calcolo. L'attuazione della mesh può essere considerata una fase critica di progetto; le sue caratteristiche, infatti, daranno vita ad uno studio più o meno rigoroso. Come descritto nel primo capitolo una mesh di elevata qualità porterà a dei risultati più affidabili e precisi a discapito delle tempistiche e della potenza di calcolo; all'opposto, una griglia di qualità minore, quindi con un numero minore di celle (elementi), renderà lo studio più snello e veloce, a discapito dei risultati non sempre attendibili. Naturalmente in questo contesto si inserisce la figura dell'operatore che grazie alla propria esperienza può contribuire alla scelta più adatta, indirizzando lo studio verso la strada migliore perseguibile per il caso studio affrontato. Si può affermare, quindi, che non sempre esiste la mesh perfetta, ma è sempre attuabile la mesh ideale per il caso studio affrontato.

Avendo definito due geometrie differenti del magazzino automatico (caso estivo ed invernale), è stato necessario creare altrettante mesh, illustrate nelle figure 3.21 e 3.22.

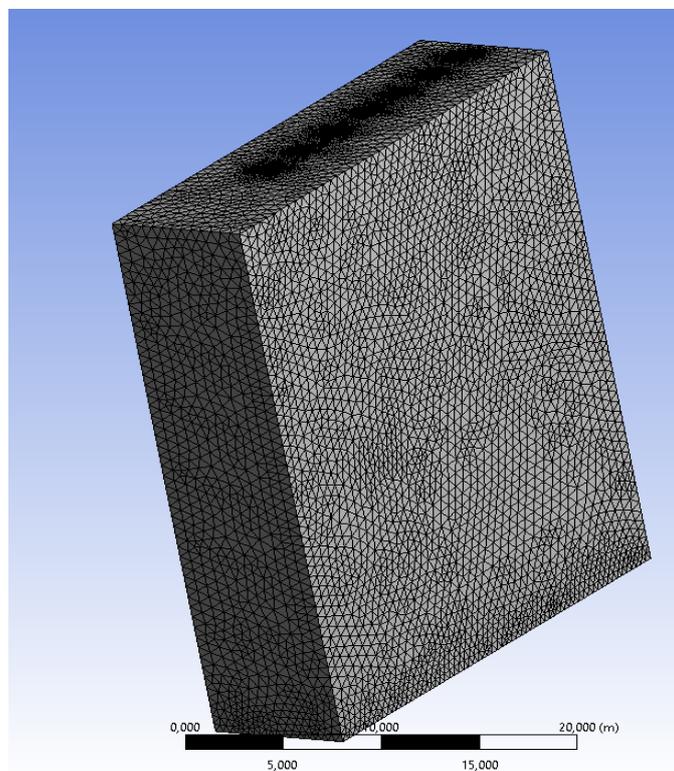


Figura 3.21 – mesh magazzino invernale

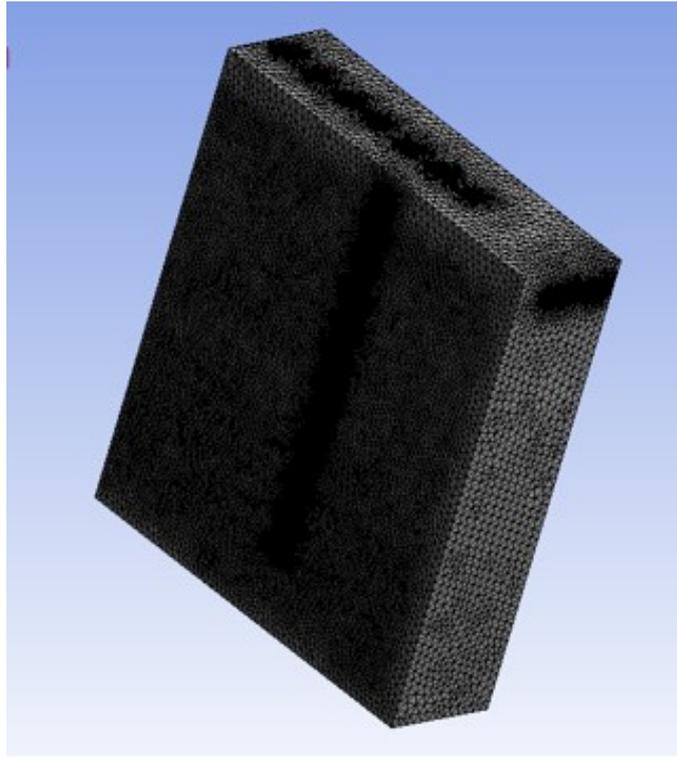


Figura 3.22 – mesh magazzino estivo

La figura 3.23, invece, mostra la sezione della mesh per il caso invernale dove è possibile vedere in dettaglio come sono stati valutati i pallet.

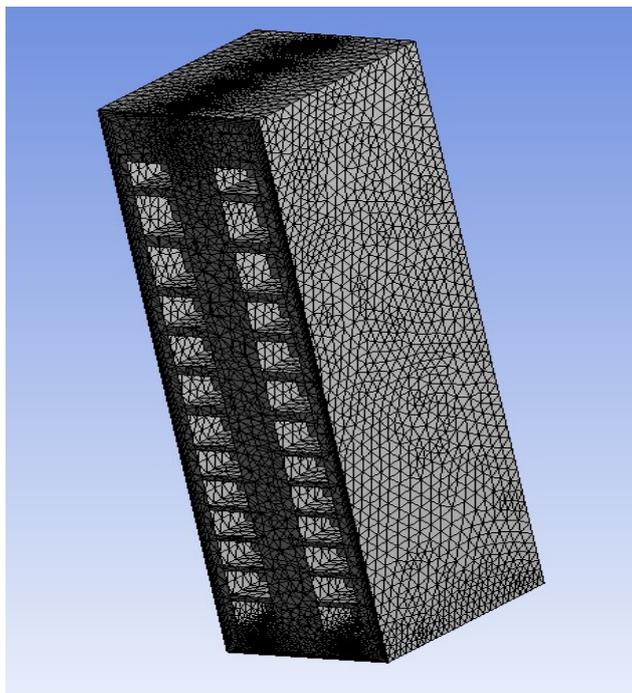


Figura 3.23 – sezione trasversale mesh

Ai fini di uno studio rigoroso, nella realizzazione della griglia di calcolo non poteva essere trascurato l'aspetto legato alla presenza degli effetti viscosi di parete. Per affrontarli si è deciso di caratterizzare la mesh attraverso un infittimento (inflation) della stessa in prossimità delle pareti e dei pallet. L'introduzione di questa caratteristica ha portato ad un aumento vertiginoso del numero di celle, che seppur dilatando i tempi di calcolo, risulta un aspetto troppo importante per essere trascurato. Nella tabella 3.9 sono illustrate le caratteristiche principali della mesh.

Defaults	
Physics Preference	CFD
Solver Preference	Fluent
Sizing	
Size Function	Curvature and Proximity
Relevance Center	Fine
Smoothing	Hight
Transition	Fast
Span Angle Center	Fine
Curvature Normal Angle	Default
Growth Rate	Default
Defeature Size	Default
Inflation	
Transition Ratio	0,272
Maximum Layers	10
Growth Rate	1,2
Statistics	
Elements (invernale)	≈ 13 000 000
Elements (estivo)	≈ 12 500 000

Tabella 3.9 – caratteristiche principali della griglia di calcolo

L'ultimo passo affrontato nella sezione di “*meshing*” è stato quello di creare una “Named Selection”, cioè attribuire un nome alle pareti del magazzino e definire quali fossero le zone di ingresso e uscita del fluido termovettore.

Nelle figure sono illustrate le zone funzionali utili a fornire le condizioni al contorno al volume di controllo, necessarie nella successiva fase di Setup.

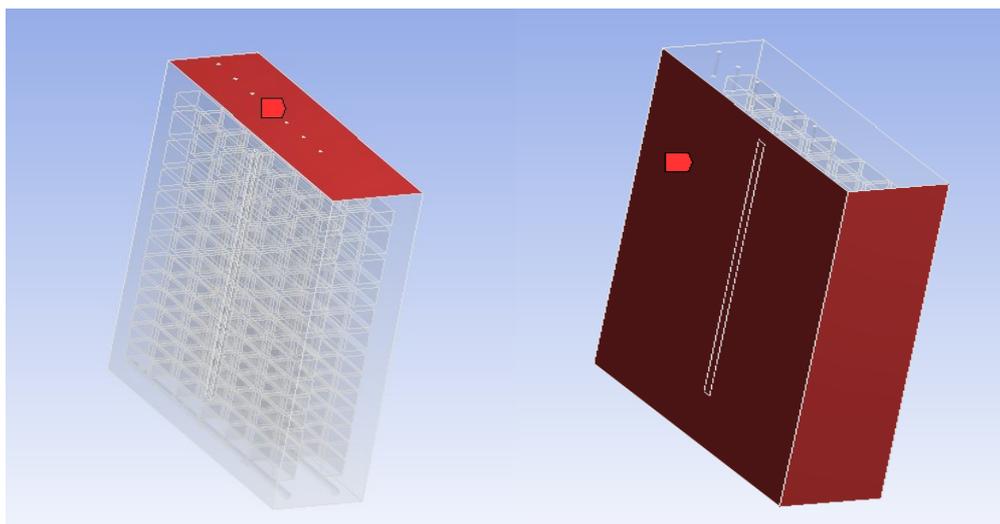


Figura 3.24 – “*roof*” (sinistra) e “*wall*” (destra)

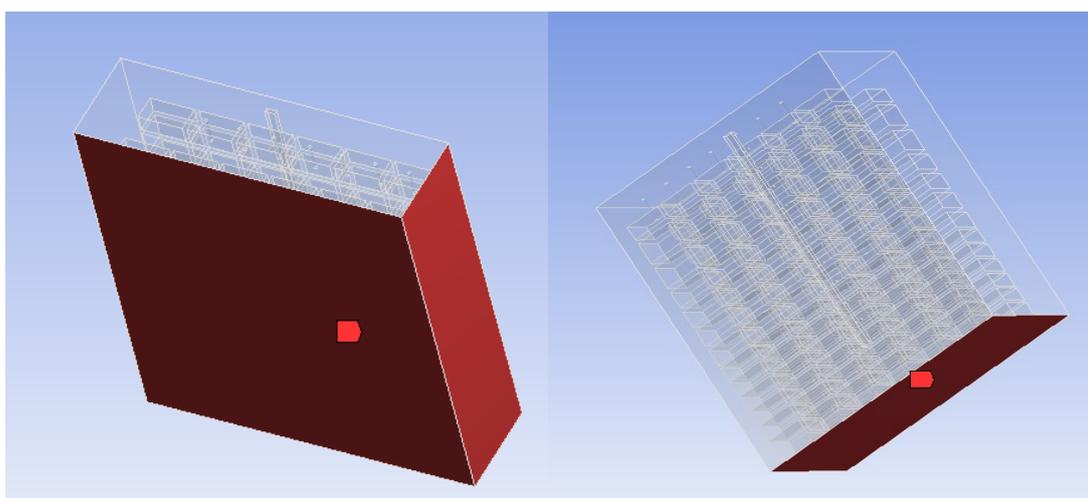


Figura 3.25 – “*symmetry*” (sinistra) e “*floor*” (destra)

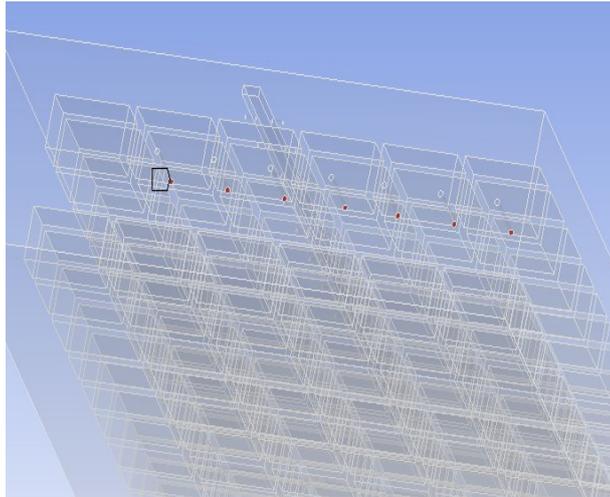


Figura 3.26 – “velocity inlet” (ugelli PK14 evidenziati in rosso)

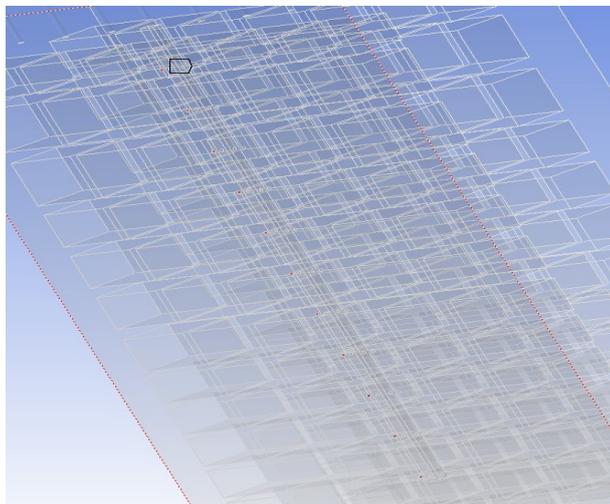


Figura 3.27 – “velocity inlet” (ugelli PK10 evidenziati in rosso)

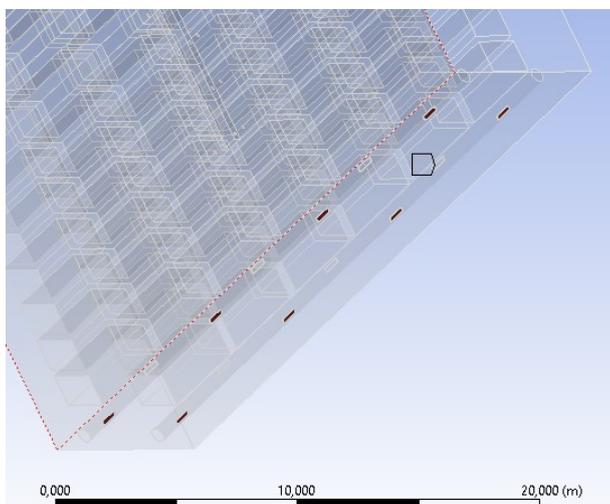


Figura 3.28 – “pressure outlet” (in rosso)

3.6 Fase di Setup

L'ultimo passo prima dell'effettiva fase di calcolo è stato svolto nel tool di Ansys, denominato *Fluent*. Nel seguente paragrafo, infatti, vengono elencate tutte le caratteristiche con le quali è stato impostato il modello all'interno del software; la figura 3.29 mostra un diagramma riassuntivo del percorso metodologico.

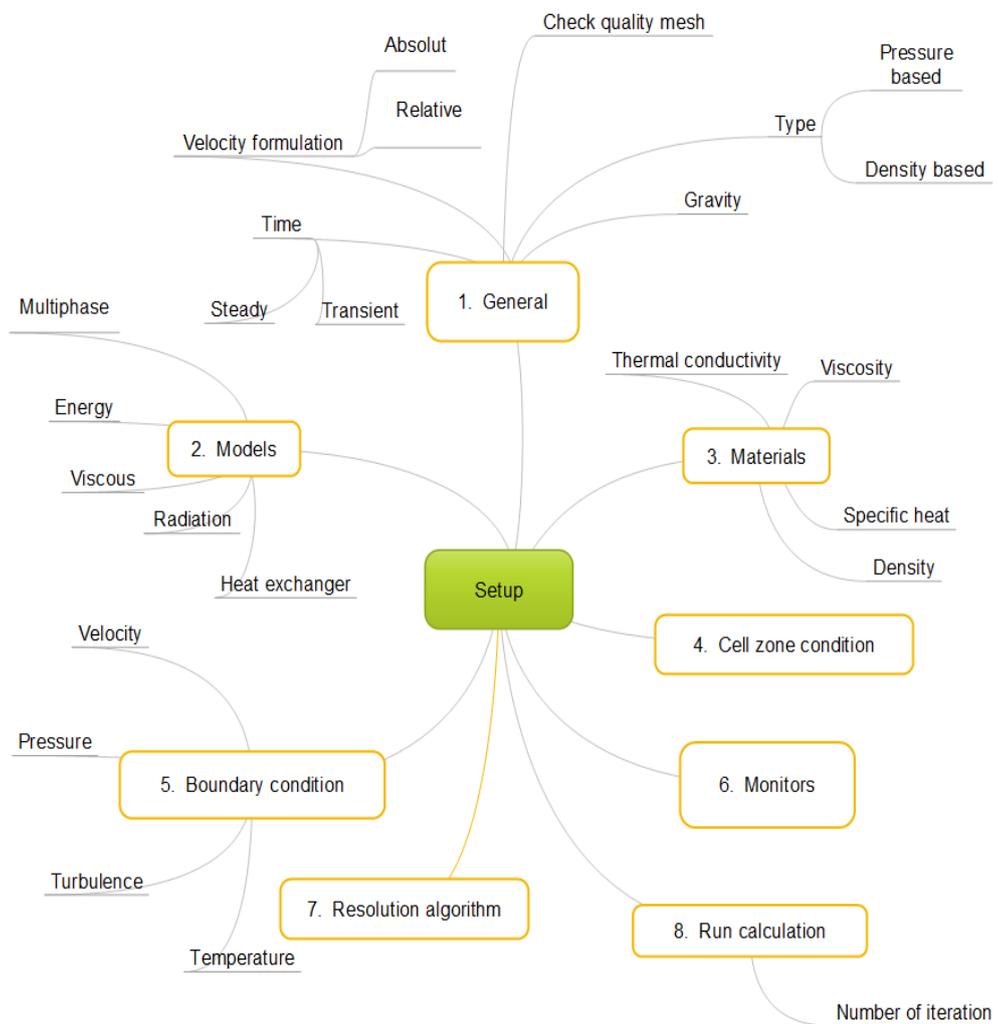


Figura 3.29 – diagramma metodologico per Fluent

3.6.1 General

Importando la mesh in *Fluent* e valutandone la qualità attraverso il comando “*Check quality mesh*” si è compreso come la griglia possedesse ottime qualità di convergenza. Poiché la temperatura nominale è fissa, è stata eseguita una simulazione in stato stazionario. Ciò significa che l'inerzia relativa alle merci contenute all'interno del magazzino non è stata presa in considerazione.

Oltre alla scelta del caso, stazionario o transitorio, questa fase prevede l'inserimento di altre caratteristiche generali come la gravità o la formulazione della velocità, riportate in figura 3.30.

The image shows the 'Task Page' window in ANSYS Fluent, specifically the 'General' tab. The window is divided into several sections:

- Mesh:** Contains five buttons: 'Scale...', 'Check', 'Report Quality', 'Display...', and 'Units...'.
- Solver:** Contains two sub-sections:
 - Type:** Radio buttons for 'Pressure-Based' (selected) and 'Density-Based'.
 - Velocity Formulation:** Radio buttons for 'Absolute' (selected) and 'Relative'.
- Time:** Radio buttons for 'Steady' (selected) and 'Transient'.
- Gravity:** A checked checkbox labeled 'Gravity'.
- Gravitational Acceleration:** Three input fields for X, Y, and Z components in m/s². X is 0, Y is 0, and Z is -9.81.

Figura 3.30 – caratteristiche generali del modello

3.6.2 Models

La seconda fase da affrontare è la scelta dei modelli, cioè l'attivazione delle equazioni necessarie a definire il tipo di problema. Oltre al modello dell'energia, che rende lo studio di tipo termo-fluidodinamico, si è optato per un modello di turbolenza K- ϵ , ampiamente descritto nel primo capitolo, con le caratteristiche riportate in figura 3.31.

Viscous Model

Model

- Inviscid
- Laminar
- Spalart-Allmaras (1 eqn)
- k-epsilon (2 eqn)
- k-omega (2 eqn)
- Transition k-kl-omega (3 eqn)
- Transition SST (4 eqn)
- Reynolds Stress (7 eqn)
- Scale-Adaptive Simulation (SAS)
- Detached Eddy Simulation (DES)
- Large Eddy Simulation (LES)

k-epsilon Model

- Standard
- RNG
- Realizable

Near-Wall Treatment

- Standard Wall Functions
- Scalable Wall Functions
- Non-Equilibrium Wall Functions
- Enhanced Wall Treatment
- Menter-Lechner
- User-Defined Wall Functions

Options

- Viscous Heating
- Full Buoyancy Effects
- Curvature Correction
- Production Limiter

Curvature Correction Options

CCURV
constant

1

Model Constants

C2-Epsilon
1.9

TKE Prandtl Number
1

TDR Prandtl Number
1.2

Energy Prandtl Number
0.85

Wall Prandtl Number
0.85

User-Defined Functions

Turbulent Viscosity
none

Prandtl Numbers

TKE Prandtl Number
none

TDR Prandtl Number
none

Energy Prandtl Number
none

Wall Prandtl Number
none

OK Cancel Help

Figura 3.31 – modello di turbolenza K- ϵ / Realizable / Non-equilibrium / Curvature correction

3.6.3 Materials

Il passo successivo affronta la scelta dei materiali utilizzati nel progetto, con particolare attenzione all'aria, per la quale è stata utilizzata l'ipotesi di Boussinesq, che prevede l'inserimento di una densità media e del *thermal expansion coefficient* $\beta = \frac{1}{K}$, dove k sta ad indicare il ΔT di temperatura espresso in Kelvin.

L'introduzione di questa ipotesi risultava molto importante affinché si potesse valutare il galleggiamento dell'aria nella direzione della gravità, e quindi della presenza o meno di stratificazioni di temperatura.

I materiali definiti in questa fase sono:

- Aria: caratteristiche riportate in figura 3.32;
- Isolante tetto: caratteristiche riportate in figura 3.33;
- Isolante pareti: caratteristiche riportate in figura 3.34;
- Pavimento: caratteristiche riportate in figura 3.35.

The screenshot shows the 'Create/Edit Materials' dialog box. The 'Name' field contains 'air'. The 'Material Type' is set to 'fluid'. The 'Fluent Fluid Materials' dropdown is set to 'air'. The 'Mixture' dropdown is set to 'none'. The 'Order Materials by' section has 'Name' selected. The 'Properties' section is expanded, showing the following values:

Property	Value
Density (kg/m3)	1.25
Cp (Specific Heat) (j/kg-k)	1006.43
Thermal Conductivity (w/m-k)	0.0242
Viscosity (kg/m-s)	1.7894e-05
Thermal Expansion Coefficient (1/k)	0.0034

Figura 3.32 – proprietà utilizzate per l'aria

Create/Edit Materials ×

Name: isolante-tetto

Material Type: solid

Order Materials by: Name Chemical Formula

Chemical Formula:

Fluent Solid Materials: isolante-tetto

Mixture: none

Fluent Database...
User-Defined Database...

Properties

Density (kg/m3): constant Edit...
120

Cp (Specific Heat) (j/kg-k): constant Edit...
1030

Thermal Conductivity (w/m-k): constant Edit...
0.04

Change/Create Delete Close Help

Figura 3.33 – proprietà utilizzate per l'isolante-tetto

Create/Edit Materials ×

Name: isolante-pareti

Material Type: solid

Order Materials by: Name Chemical Formula

Chemical Formula:

Fluent Solid Materials: isolante-pareti

Mixture: none

Fluent Database...
User-Defined Database...

Properties

Density (kg/m3): constant Edit...
100

Cp (Specific Heat) (j/kg-k): constant Edit...
1030

Thermal Conductivity (w/m-k): constant Edit...
0.0453

Change/Create Delete Close Help

Figura 3.34 – proprietà utilizzate per l'isolante-pareti

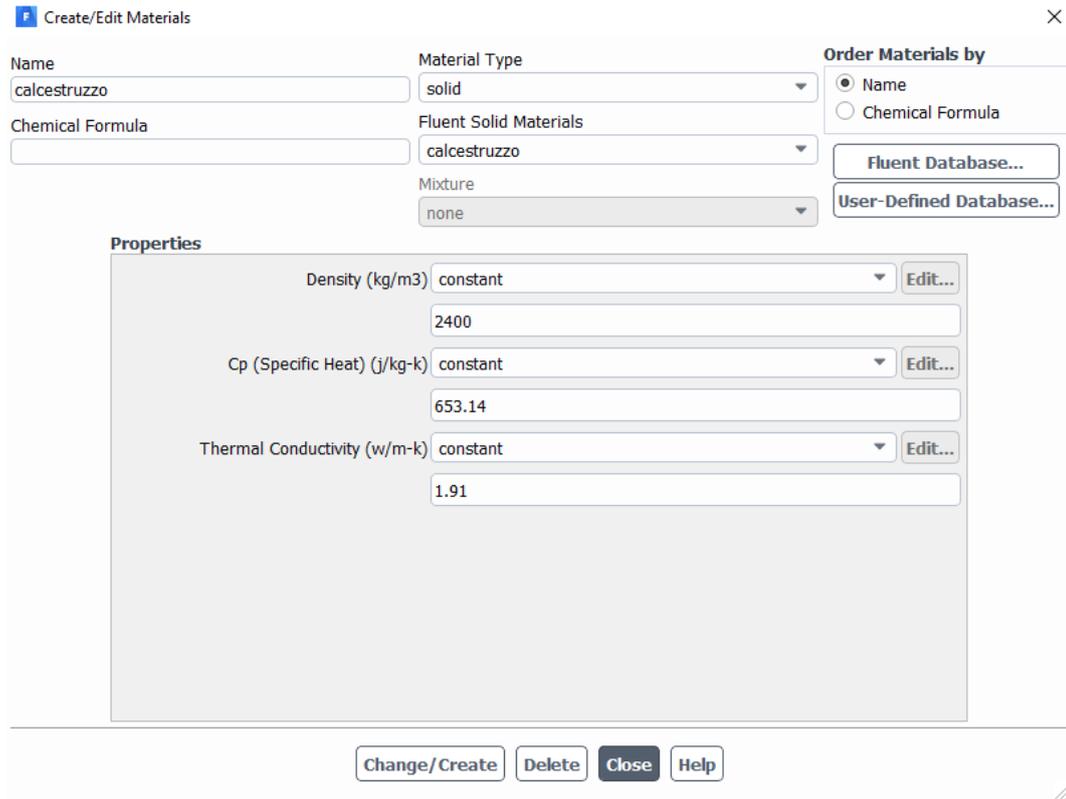


Figura 3.35 – proprietà utilizzate per il pavimento

3.6.4 Cell zone condition

Nella definizione della *Cell zone condition* si vanno ad accostare i materiali creati nella sezione precedente con i volumi di controllo realizzati in fase geometrica. In questa sezione è inoltre valutabile la possibilità di una rotazione del volume di controllo, non utilizzata nel caso studio.

3.6.5 Boundary Condition

Al termine della scelta dei materiali utilizzati nel progetto, si è passati alla fase centrale del percorso metodologico, ovvero la definizione delle condizioni al contorno, applicate alle Named selection creata durante il meshing.

Conoscendo la portata immessa nel magazzino automatico e la struttura degli ugelli è stata calcolata la portata destinata ad ogni singola bocchetta, oltre alla relativa velocità di immissione (tabella 3.10).

Ugelli PK 14	
Diametro ϕ [mm]	230
Portata [$\frac{m^3}{h}$]	1375
Velocità in ingresso [$\frac{m}{s}$]	9,2
Ugelli PK 10	
Diametro ϕ [mm]	140
Portata [$\frac{m^3}{h}$]	409
Velocità in ingresso [$\frac{m}{s}$]	7,4

Tabella 3.10 – calcolo della velocità in ingresso dagli ugelli PK14 e PK10

Nelle Tabelle 3.11,3.12,3.13,3.14,3.15,3.16 e 3.17 sono riportate tutte le condizioni al contorno relative al modello di magazzino automatico.

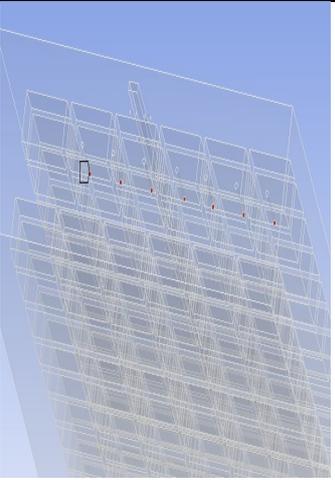
Velocity inlet		
Ugelli PK 14	Velocità: 9,2 [m/s]	
	Direzione: normale al confine	
	Intensità turbolenza e viscosità: Default	
	Temperatura: 25,2 [°C] (invernale)	
	Temperatura: 18,3 [°C] (estivo)	

Tabella 3.11 – condizioni al contorno ugelli PK 14

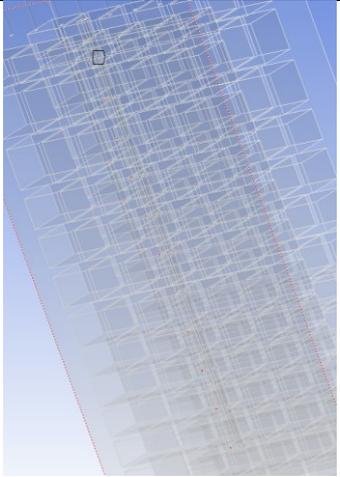
Velocity inlet		
Ugelli PK 10	Velocità: 7,4 [m/s]	
	Direzione: normale al confine	
	Intensità turbolenza e viscosità: Default	
	Temperatura: 25,2 [°C] (invernale)	
	Temperatura: 18,3 [°C] (estivo)	

Tabella 3.12 – condizioni al contorno ugelli PK 10

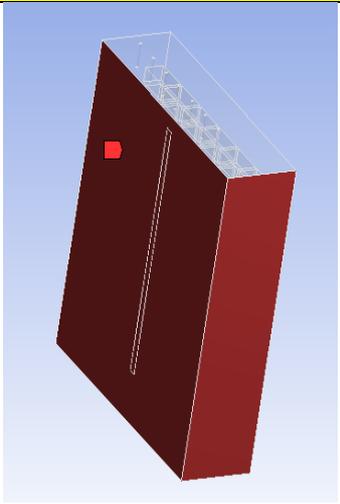
Wall		
Convezione	Free stream (invernale): -5,6 [°C]	
	Free stream (estivo): 35 [°C]	
	Spessore: 150 [mm]	
	Trasmittanza: $0,28 \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$	

Tabella 3.13 – condizioni al contorno per wall

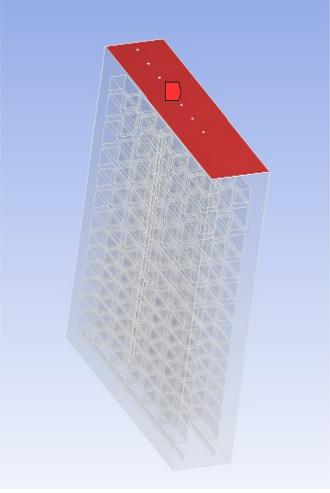
Roof		
Convezione	Free stream (invernale): -5,6 [°C]	
	Free stream (estivo): 35 [°C]	
	Spessore: 150 [mm]	
	Trasmittanza: $0,249 \left[\frac{W}{m^2K} \right]$	

Tabella 3.14 – condizioni al contorno per roof

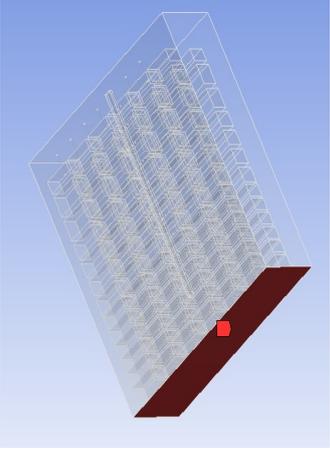
Floor		
Temperatura costante	Temperatura terreno (invernale): 7,40 [°C]	
	Temperatura terreno (estivo): 19,15 [°C]	
	Spessore: 150 [mm]	

Tabella 3.15 – condizioni al contorno per floor

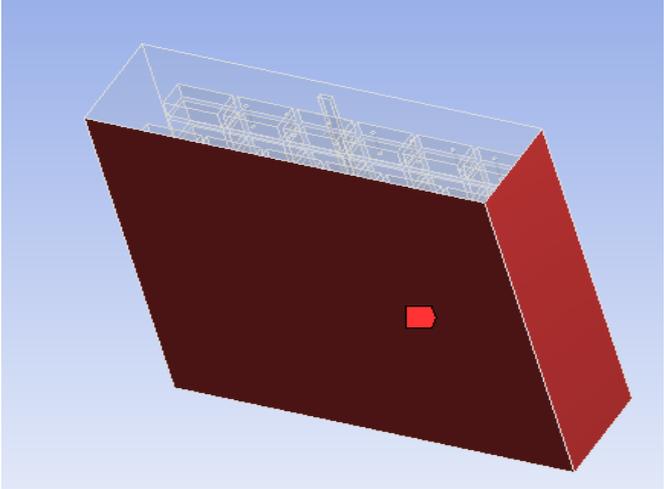
Symmetry	
Condizioni di simmetria	

Tabella 3.16 – condizioni al contorno per symmetry

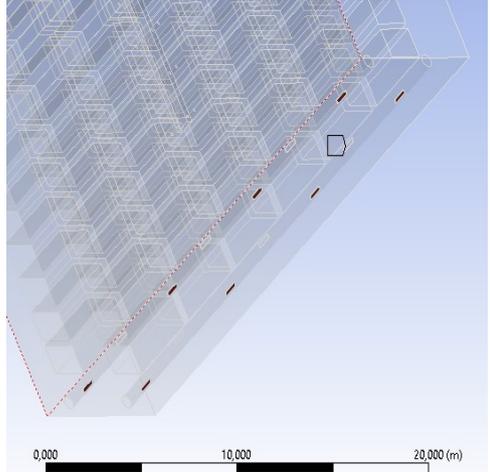
Pressure outlet		
Griglie 800×200 1210×200	Direzione: normale al confine	
	Intensità turbolenza e viscosità: Default	

Tabella 3.17 – condizioni al contorno pressure outlet

3.6.6 Monitors, Resolution algorithm and Run calculation

L'ultima fase prima del vero e proprio lancio della simulazione, è l'impostazione dei monitor e la scelta dell'algoritmo di risoluzione (vedi capitolo uno). I monitor introdotti valutano l'andamento della velocità, della pressione e della turbolenza all'interno del volume di controllo; si verranno appunto a creare dei grafici riportanti in ascissa il numero di iterazioni, mentre in ordinata la grandezza corrispondente.

Per il modello invernale, data la difficoltà nella ricerca di una soluzione convergente, è stato utilizzato l'algoritmo Coupled con valori di controllo sotto rilassati riportati in figura 3.36.

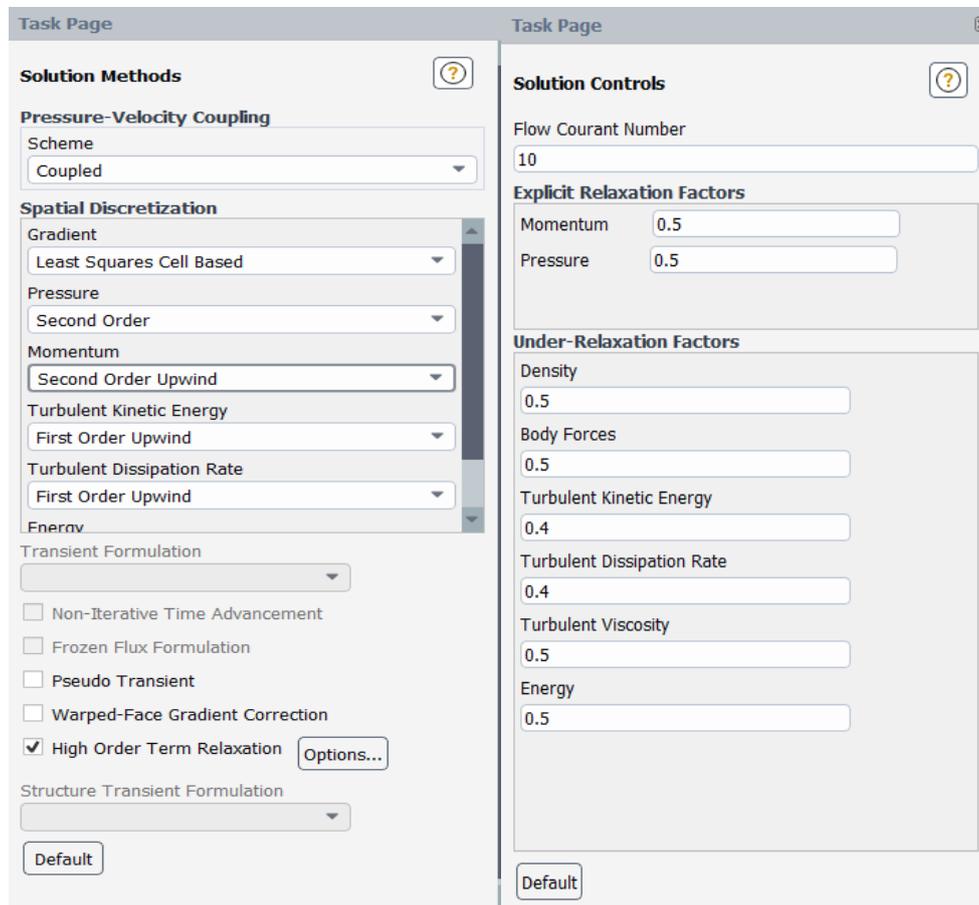


Figura 3.36 – algoritmo di risoluzione (sinistra), valori di controllo (destra)

Sono state necessarie circa 44 000 iterazioni per raggiungere una soluzione convergente, sfruttando il cluster remoto messo a disposizione dal dipartimento dell'università. Il tempo di calcolo risulta essere di circa 3 giorni.

Il modello estivo, invece, ha raggiunto più velocemente la condizione di convergenza attraverso l'algoritmo Simple (Figura 3.37). Infatti, non è stato necessario l'utilizzo del cluster, ma è stato utilizzato un computer con 4 processori dedicati, che ha raggiunto la soluzione in circa 4 500 iterazioni con circa 4 giorni di calcolo.

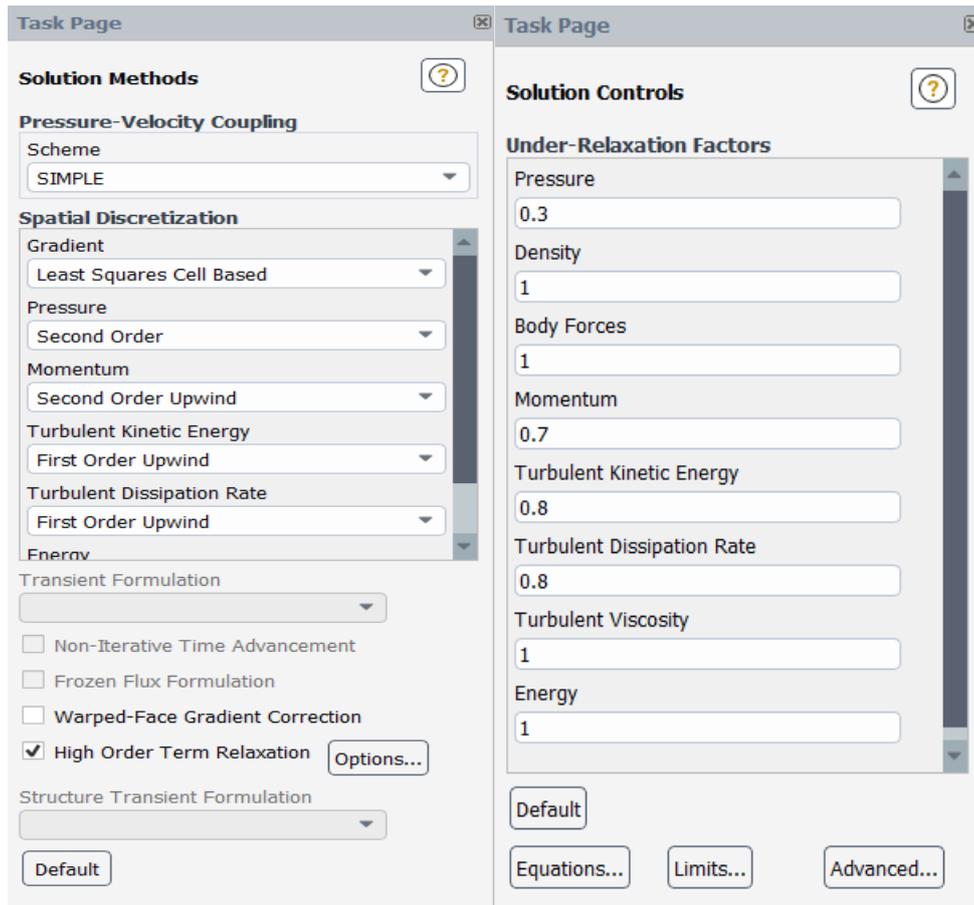


Figura 3.37 – algoritmo di risoluzione (sinistra), valori di controllo (destra)

3.7 Convergenza

La verifica del raggiungimento della convergenza della soluzione viene fatta sulla base dei residui, ovvero delle variazioni normalizzate delle grandezze tipiche del modello di turbolenza utilizzato, in questo caso K ed ϵ . La convergenza si considera raggiunta quando la differenza tra due iterazioni successive di tali grandezze è inferiore ad un certo valore prestabilito, cioè quando si raggiungono valori di confidenza, per il software *Ansys Fluent*, dell'ordine di $10^{-3}/10^{-4}$.

Nelle figure 3.38 e 3.39 sono plottati i valori dei residui per il caso invernale ed estivo.

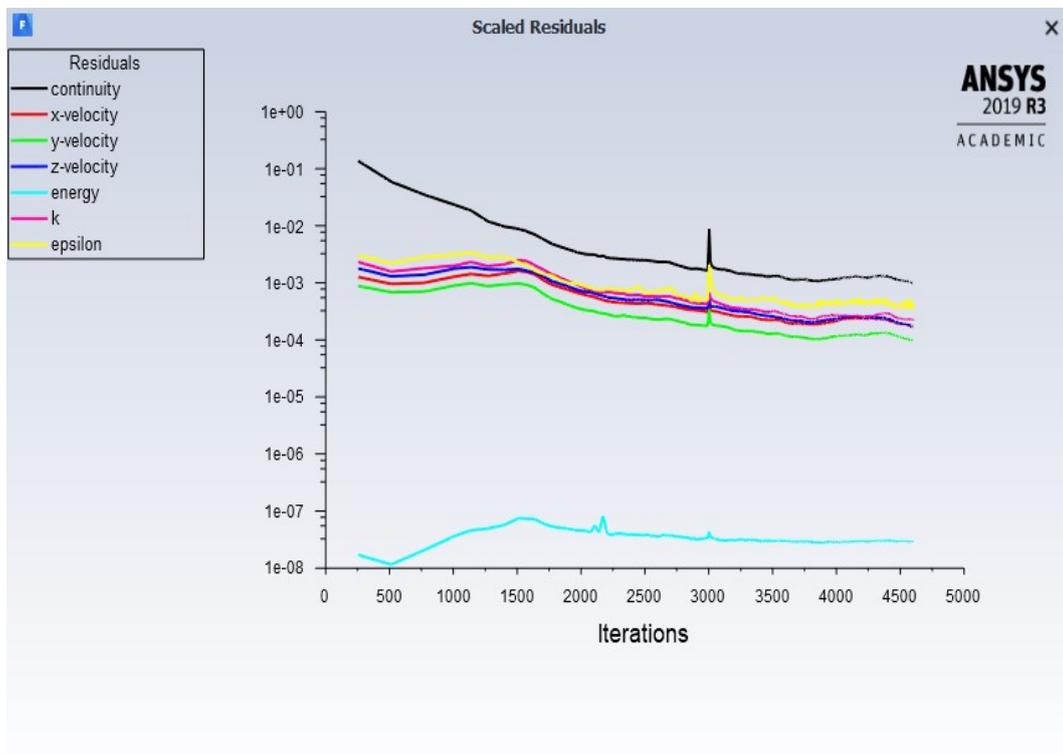


Figura 3.38 – residui modello estivo

Il picco corrispondente all'iterazione 3000 è dovuto probabilmente al calcolo effettuato con due aggiornamenti del software differenti; la prima parte della soluzione è stata calcolata con la versione 18.3, mentre la seconda con la versione 19 R3 del software.

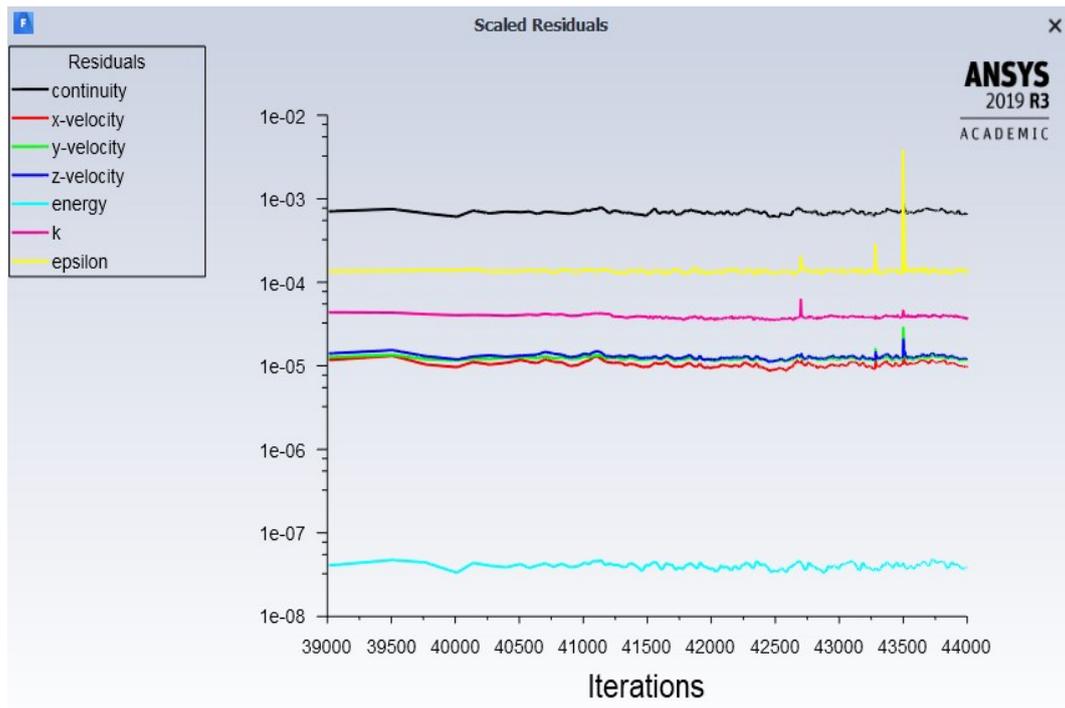


Figura 3.39 – residui modello invernale

Capitolo 4

Analisi dei risultati

Terminata la fase di calcolo da parte del programma attraverso il numero di iterazioni necessarie a raggiungere la condizione di convergenza, sono stati analizzati i risultati. Per la valutazione degli effetti legati al condizionamento del magazzino è stato utilizzato un tool di *Ansys* denominato *CFD post* (figura 4.1), dove è possibile valutare, oltre a vettori e stream line, diverse figure geometriche, come piani, circonferenze, ecc. sulla quale vengono rappresentate le grandezze specificate.

Ricordando che il problema centrale è quello di capire se all'interno del magazzino si creano stratificazioni o hotspot caldi/freddi, quindi una non omogeneità della distribuzione della temperatura, si procede alla verifica della temperatura e dei vettori di velocità all'interno del modello.

Nei successivi due paragrafi sono quindi riportati i risultati, definiti come mappe di temperatura del caso invernale e del caso estivo.

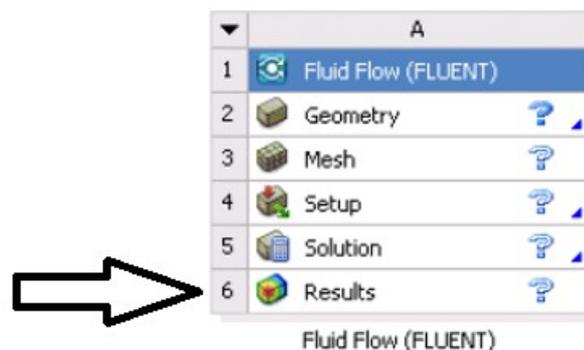


Figura 4.1 – *CFD post* sul foglio di lavoro *Workbench*

4.1 Risultati: invernale

Nel seguente paragrafo sono riportate tutte le figure relative al caso invernale, con informazioni sul piano di misura riportate sotto ognuna di esse.

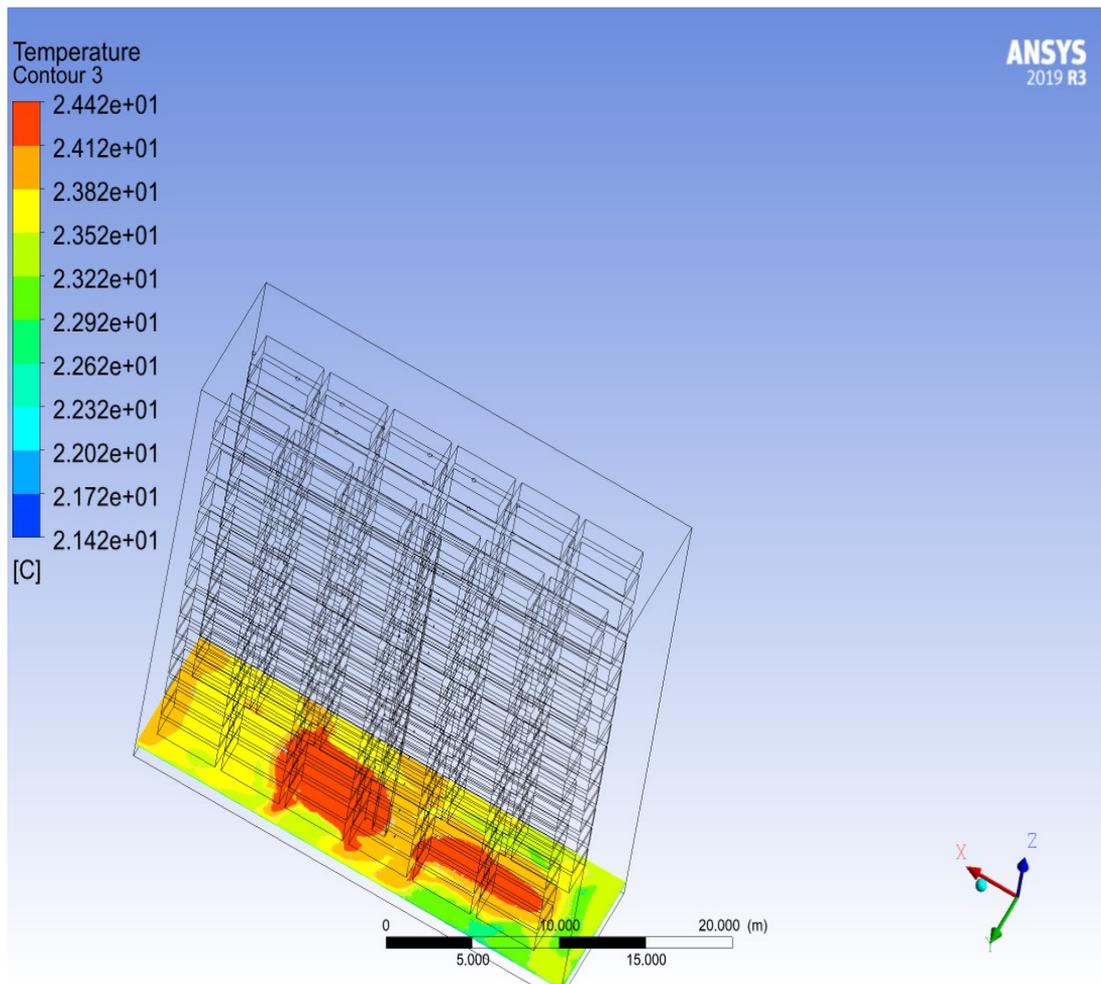


Figura 4.2 – piano XY ($Z = 1\text{ m}$) (scala locale)

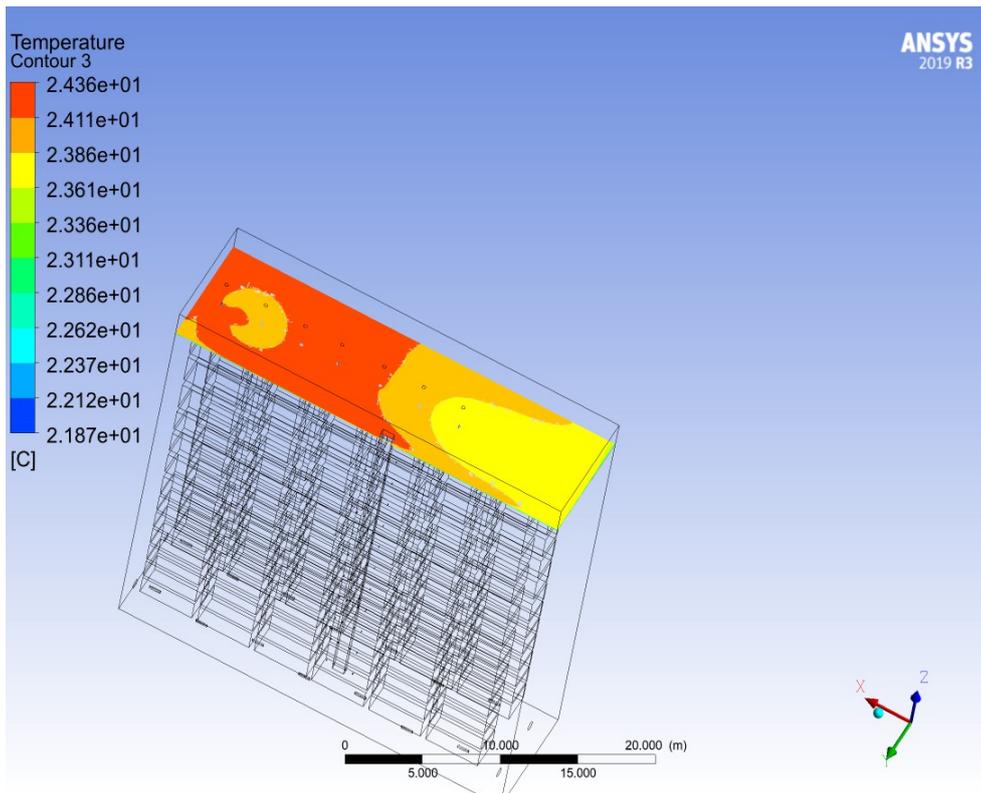


Figura 4.3 – piano XY ($Z = 30\text{ m}$) (scala locale)

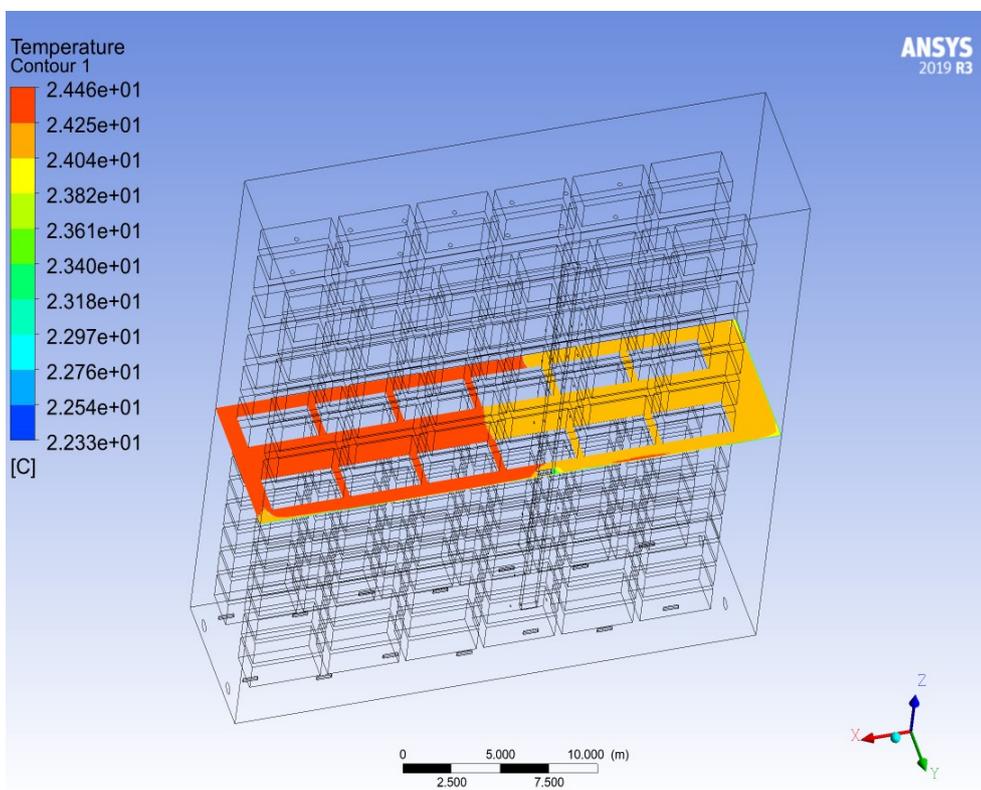


Figura 4.4 – piano XY ($Z = 15\text{ m}$) (scala locale)

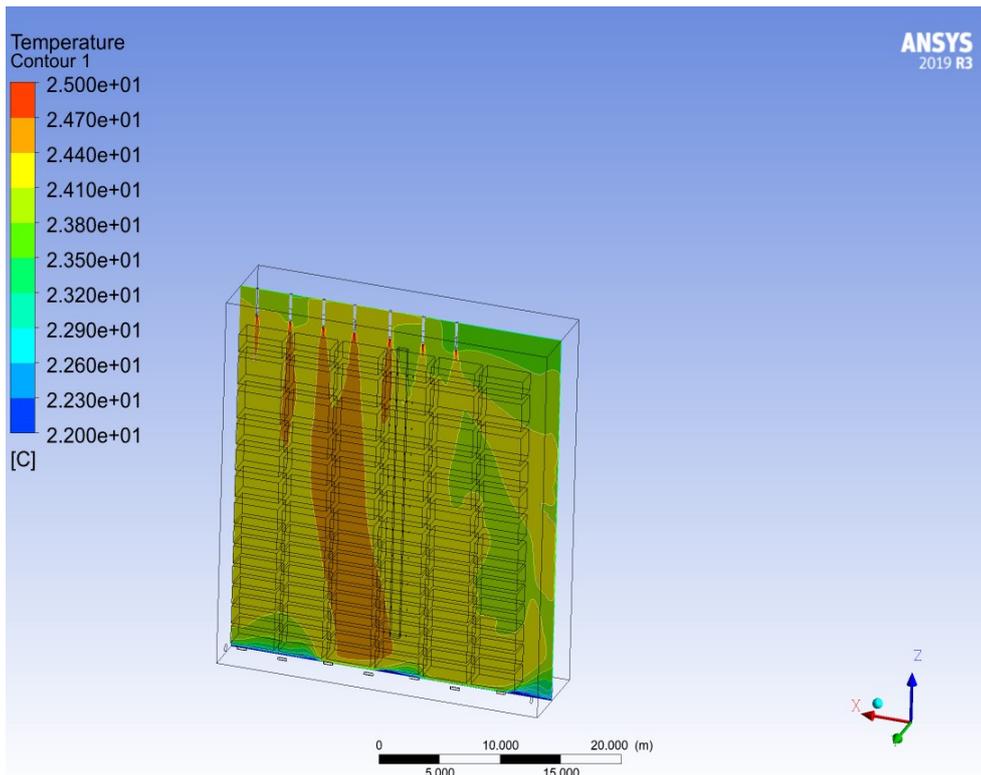


Figura 4.5 – piano ZX ($Y = 11,8$ m) (scala globale)

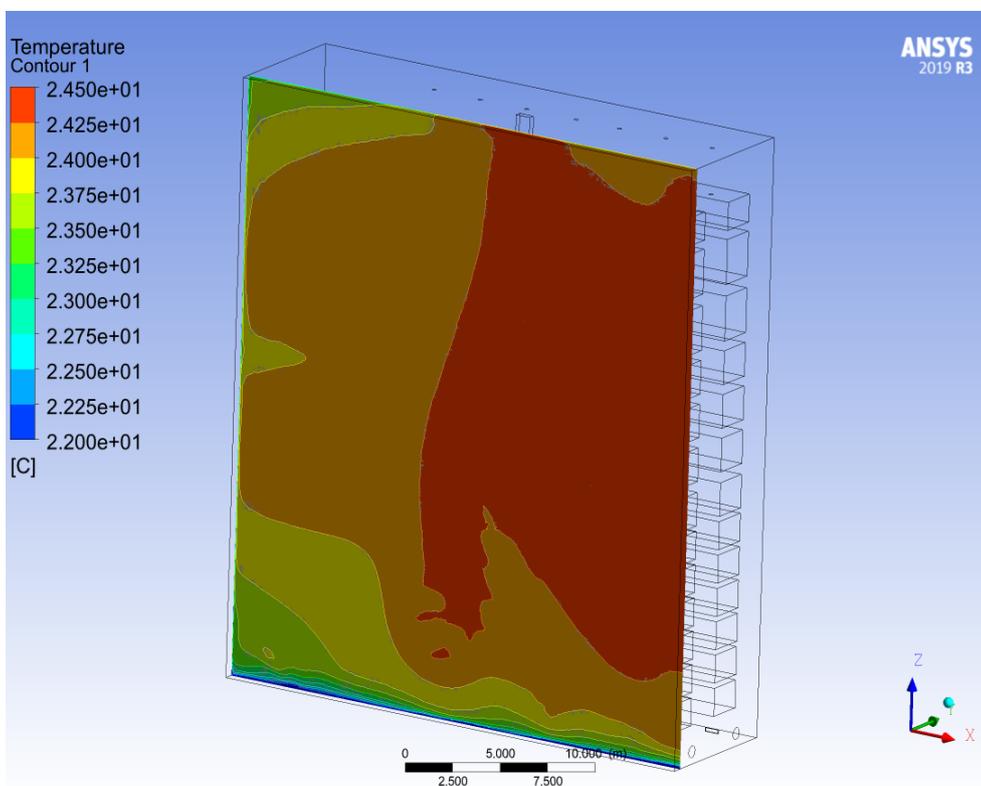


Figura 4.6 – piano ZX ($Y = 8$ m) (22-24,5 °C)

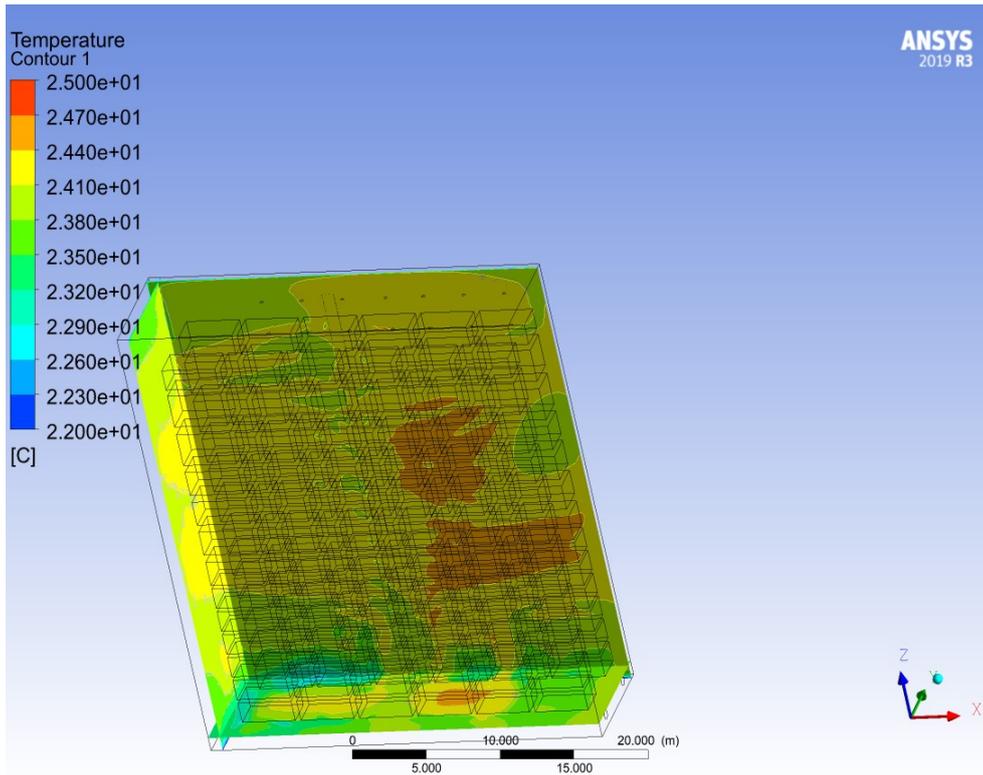


Figura 4.7 – 3 piani a 1 m da ogni parete (scala globale)

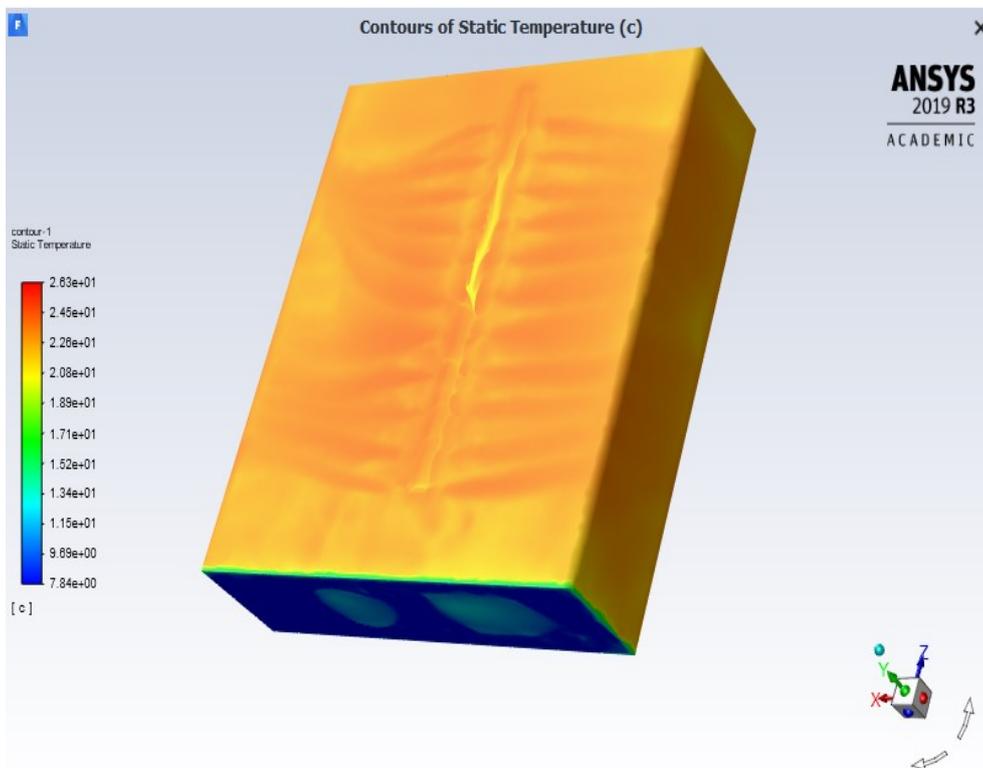


Figura 4.8 – mappa temperatura pareti magazzino invernale

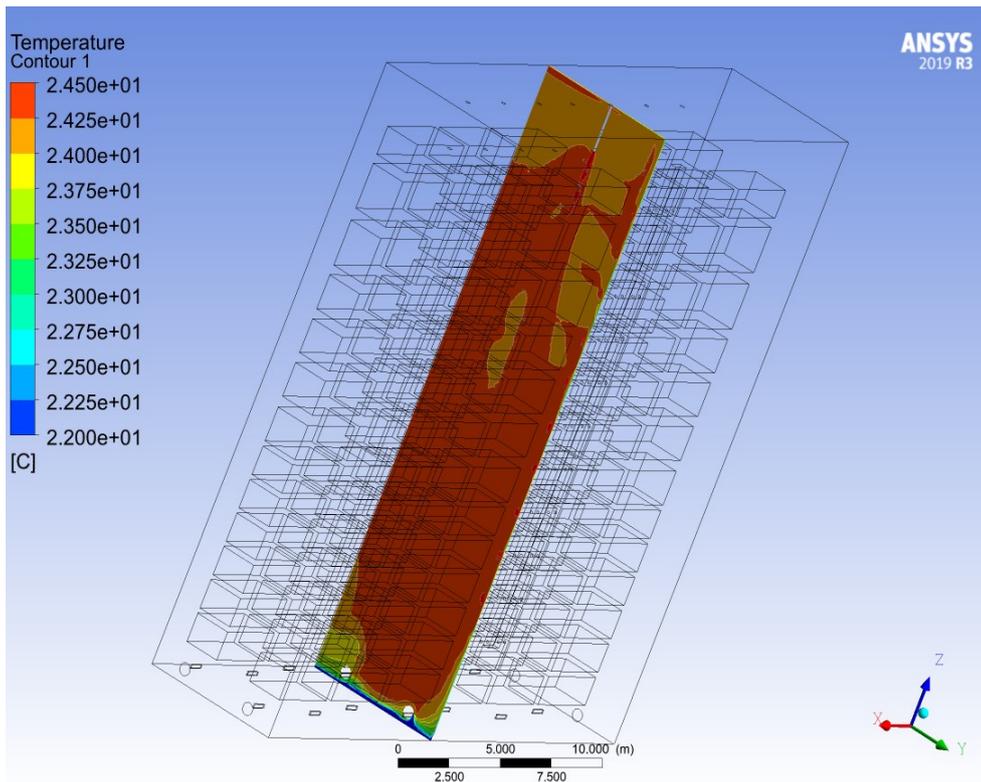


Figura 4.9 – piano ZY ($X = 15\text{ m}$) (22-24,5 °C)

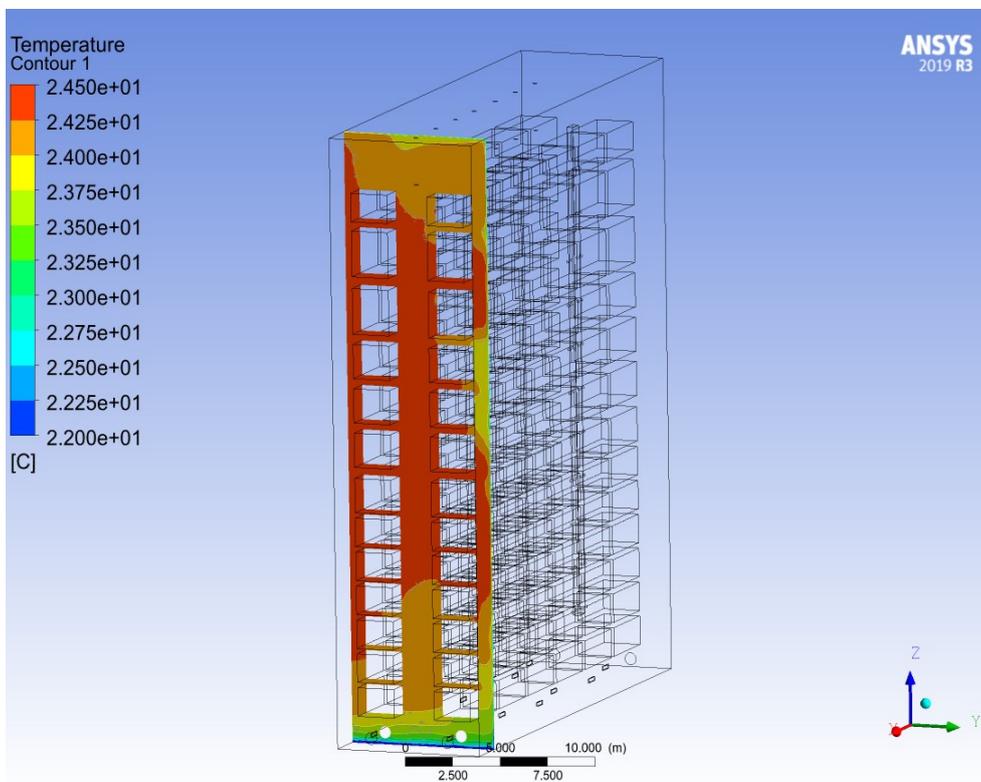


Figura 4.10 – piano ZY ($X = 1\text{ m}$) (22-24,5 °C)

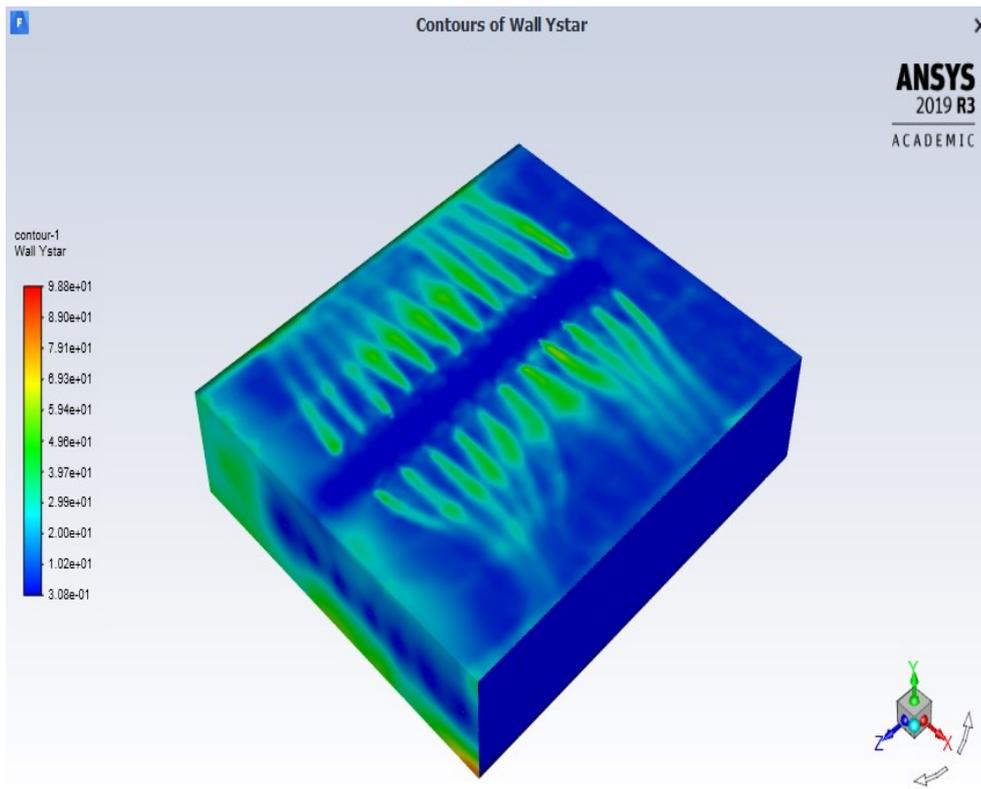


Figura 4.11 – valori y^* di parete modello invernale

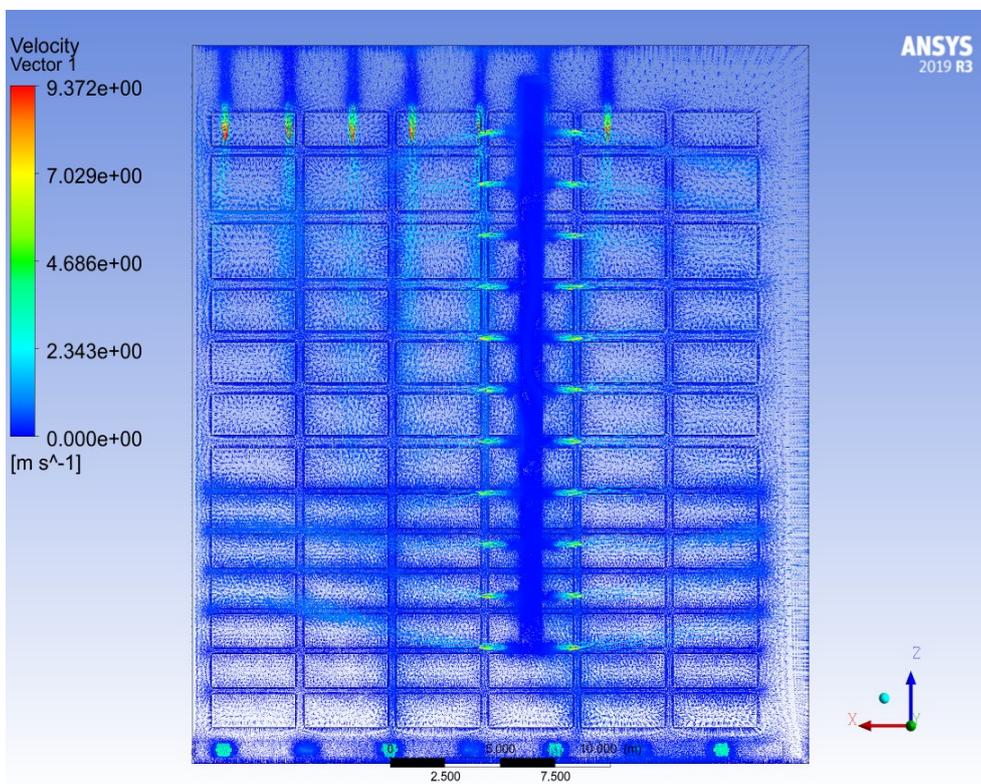


Figura 4.12 – vettori velocità modello invernale

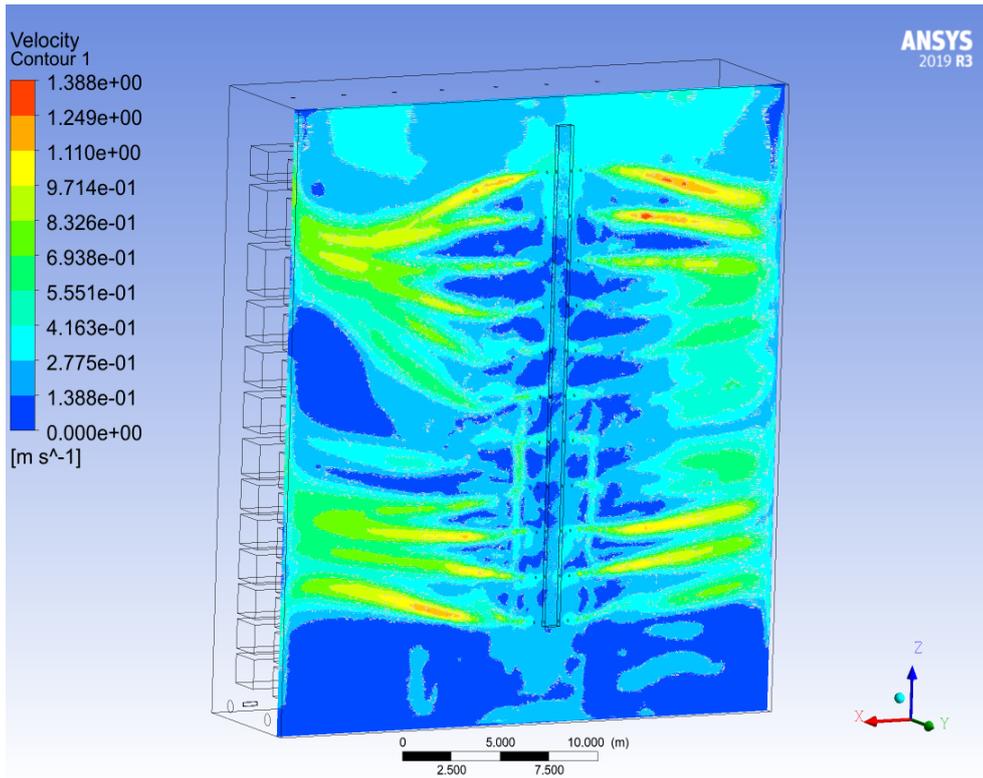


Figura 4.13 – piano ZX ($Y = 1\text{ m}$) (velocità)

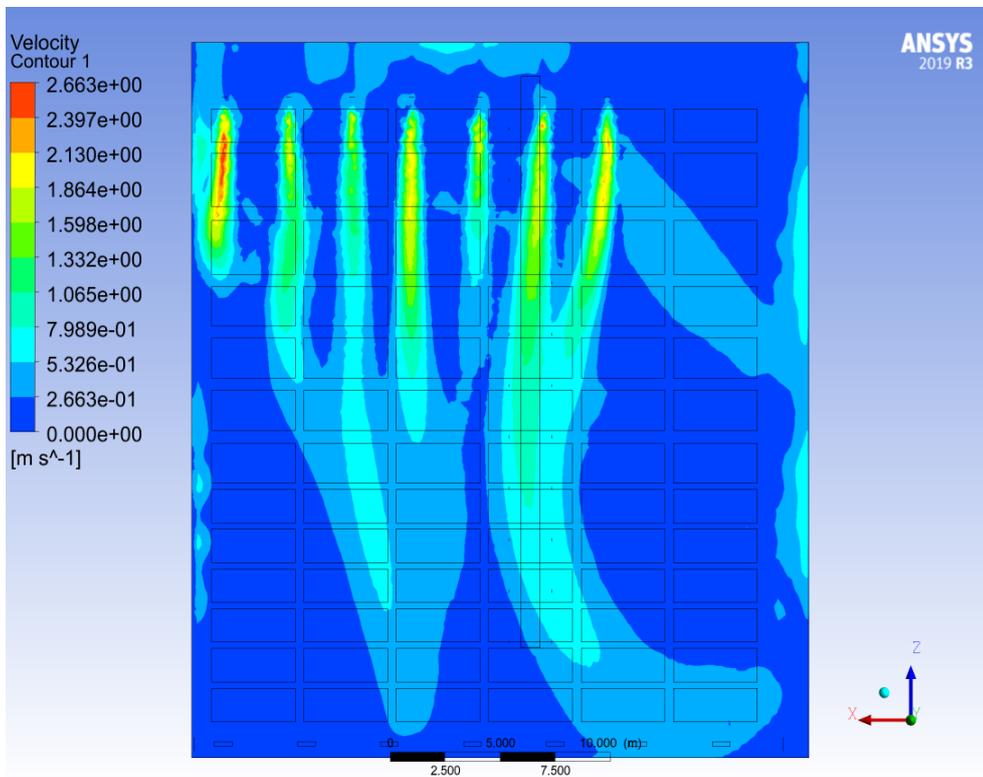


Figura 4.14 – piano ZX ($Y = 11,5\text{ m}$) (velocità)

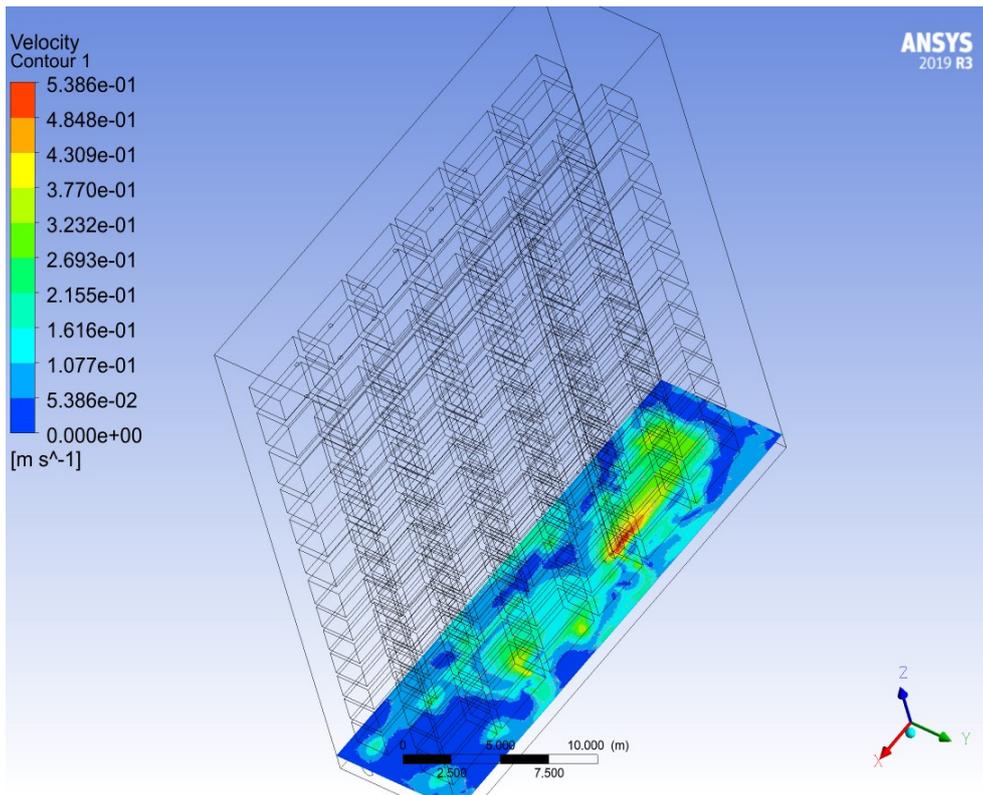


Figura 4.15 – piano XY ($Z = 1\text{ m}$) (velocità)

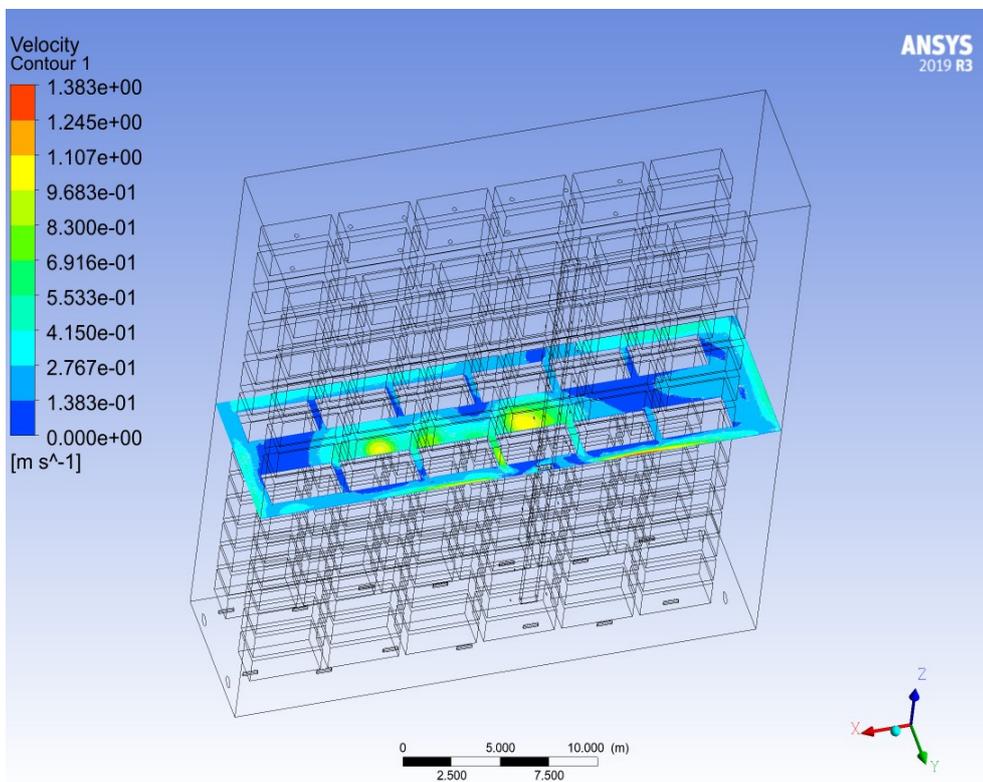


Figura 4.16 – piano XY ($Z = 15\text{ m}$) (velocità)

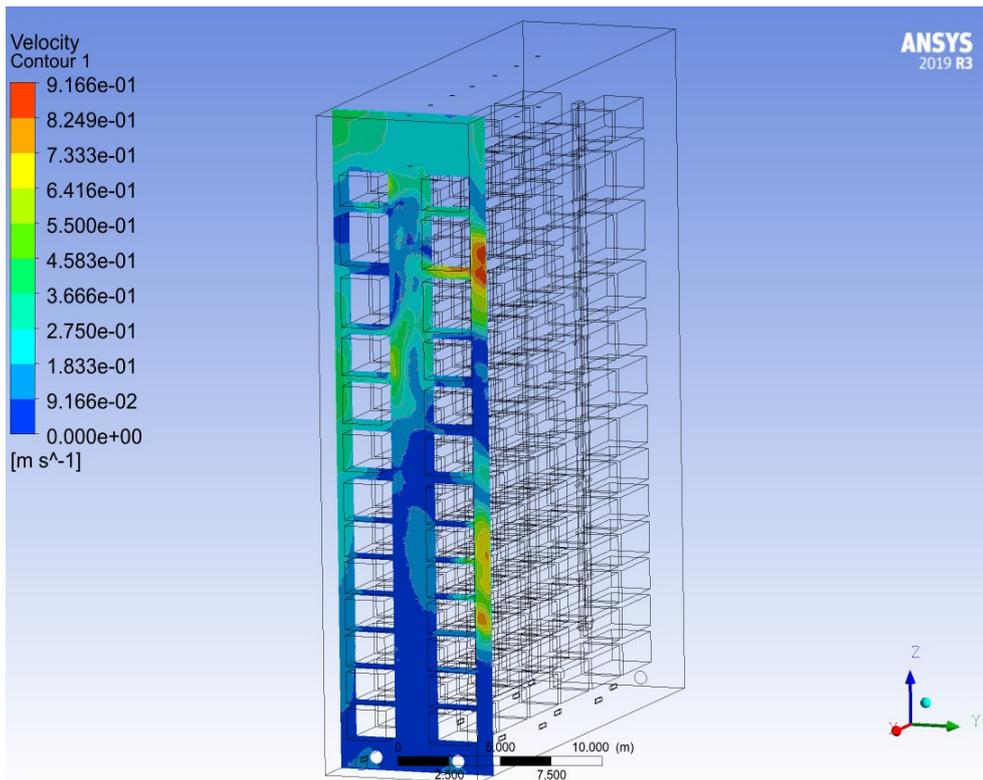


Figura 4.17 – piano ZY ($X = 1\text{ m}$) (velocità)

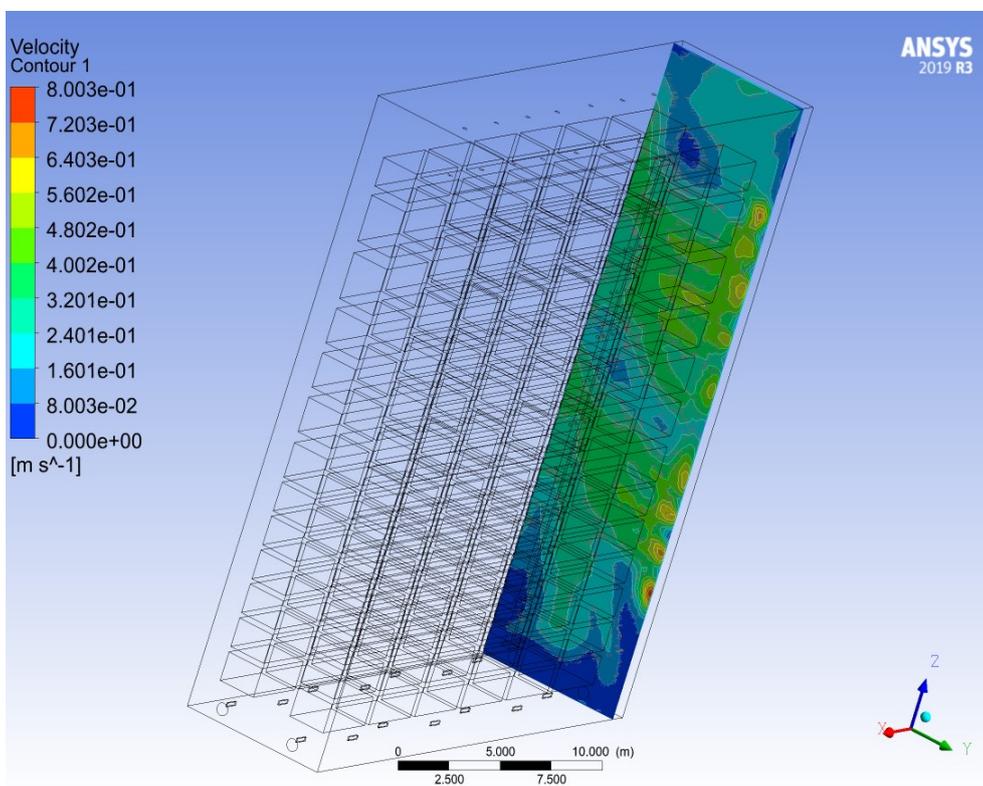


Figura 4.18 – piano ZY ($X = 30\text{ m}$) (velocità)

Il valore di y^* definisce un parametro fondamentale nella valutazione degli effetti di parete. Questo, deve risultare inferiore a 300 per poter considerare apprezzabile la soluzione e nel caso studio invernale ha un massimo di 98,8.

4.2 Risultati: estivo

Nel seguente paragrafo sono riportate tutte le figure relative al caso estivo, con informazioni sul piano di misura riportate sotto ognuna di esse. Mentre per il caso invernale sono state utilizzate scale di misura locali e globali definite di Default, in questo studio, essendoci una minor variazione di temperatura all'interno del modello, si è deciso di sfruttare un range di temperatura compreso tra i 18,5 °C e 19 °C.

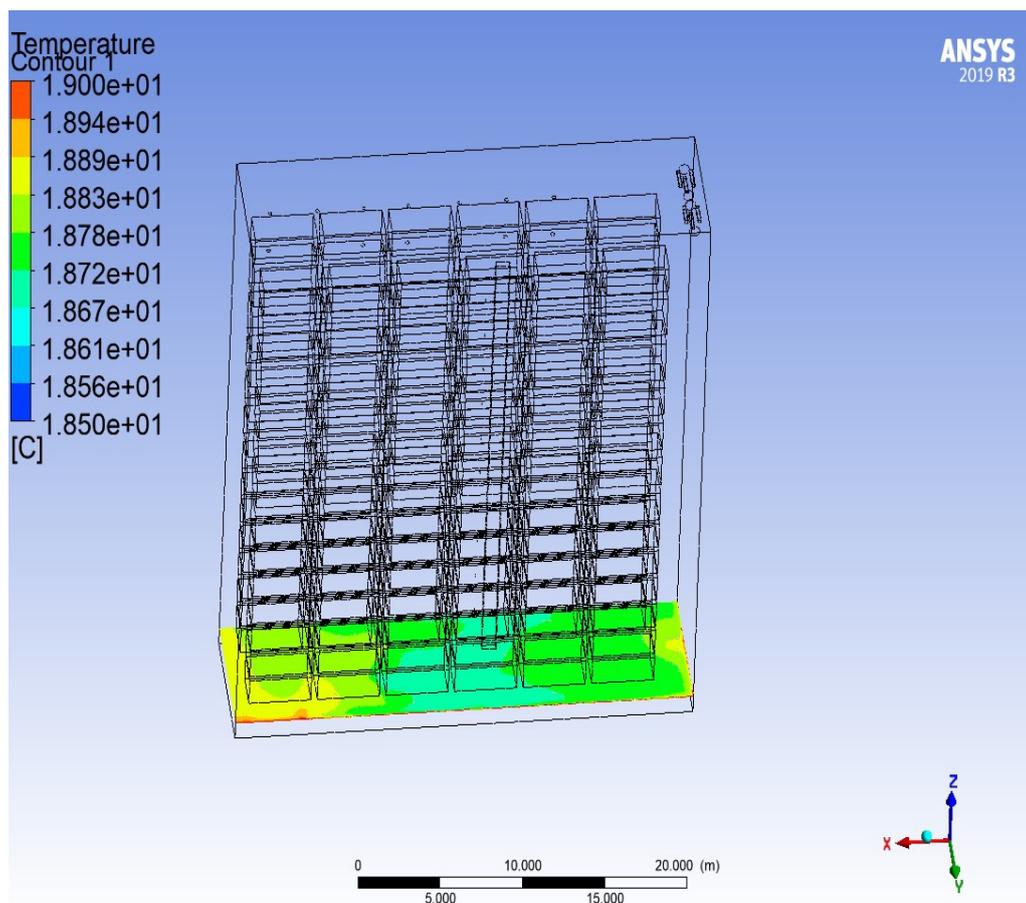


Figura 4.19 – piano XY ($Z = 1 \text{ m}$)

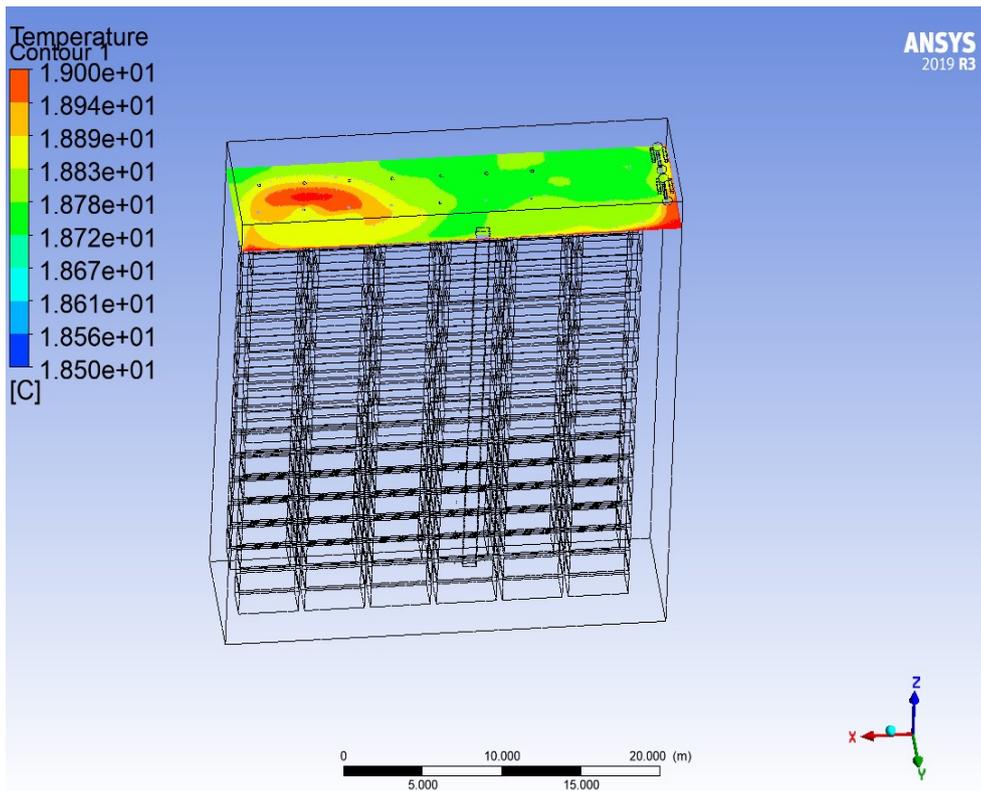


Figura 4.20 – piano XY ($Z = 30\text{ m}$)

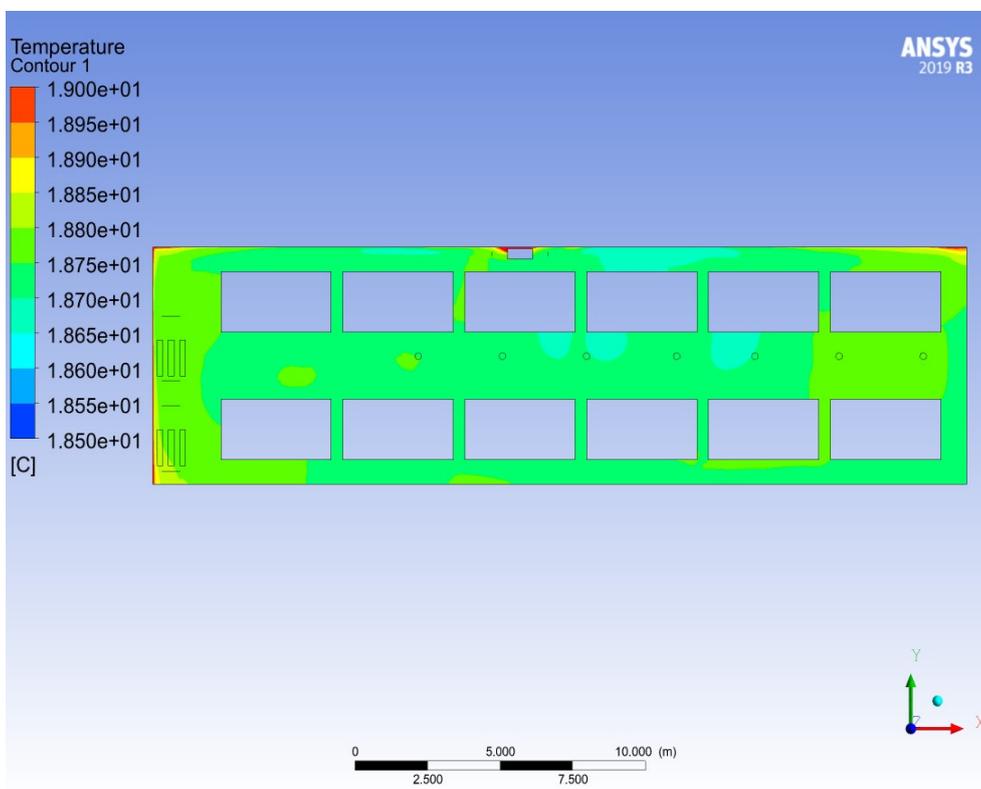


Figura 4.21 – piano XY ($Z = 15\text{ m}$)

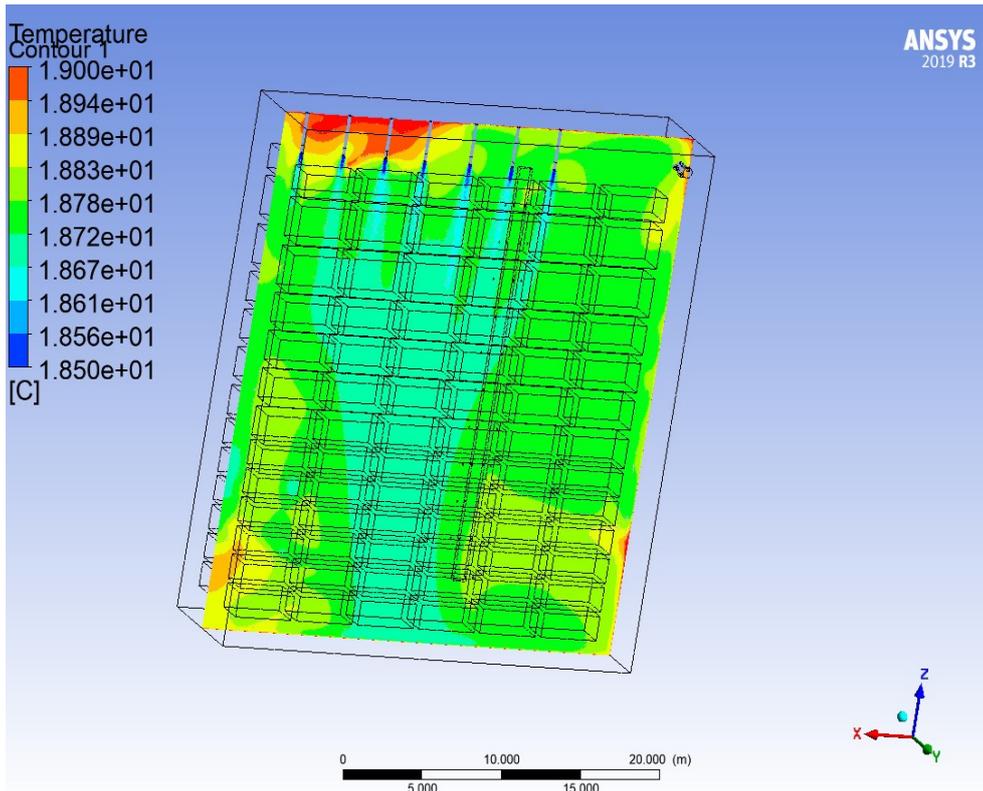


Figura 4.22 – piano ZX ($Y = 11,8$ m)

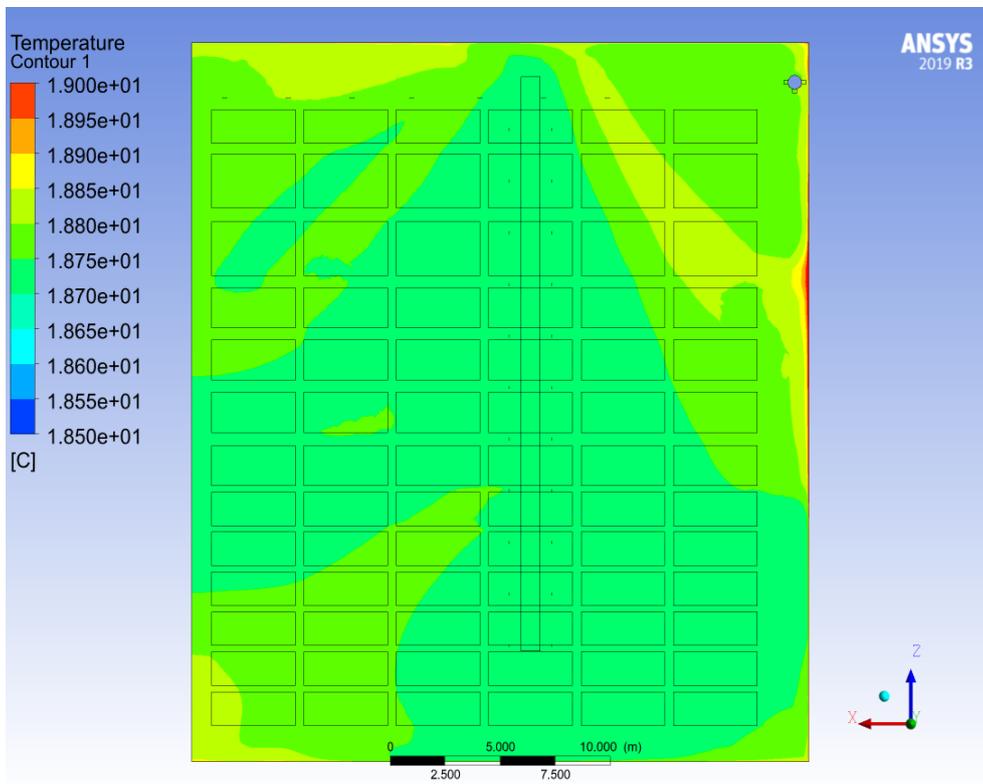


Figura 4.23 – piano ZX ($Y = 8$ m)

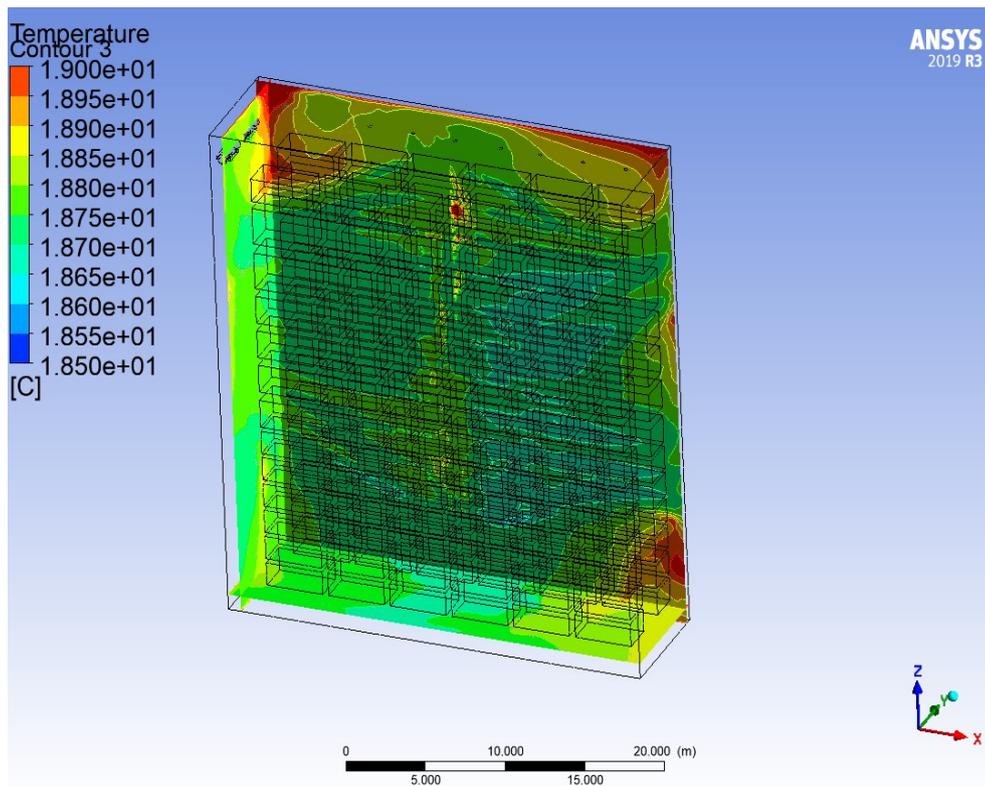


Figura 4.24 – 3 piani a 1 m da ogni parete

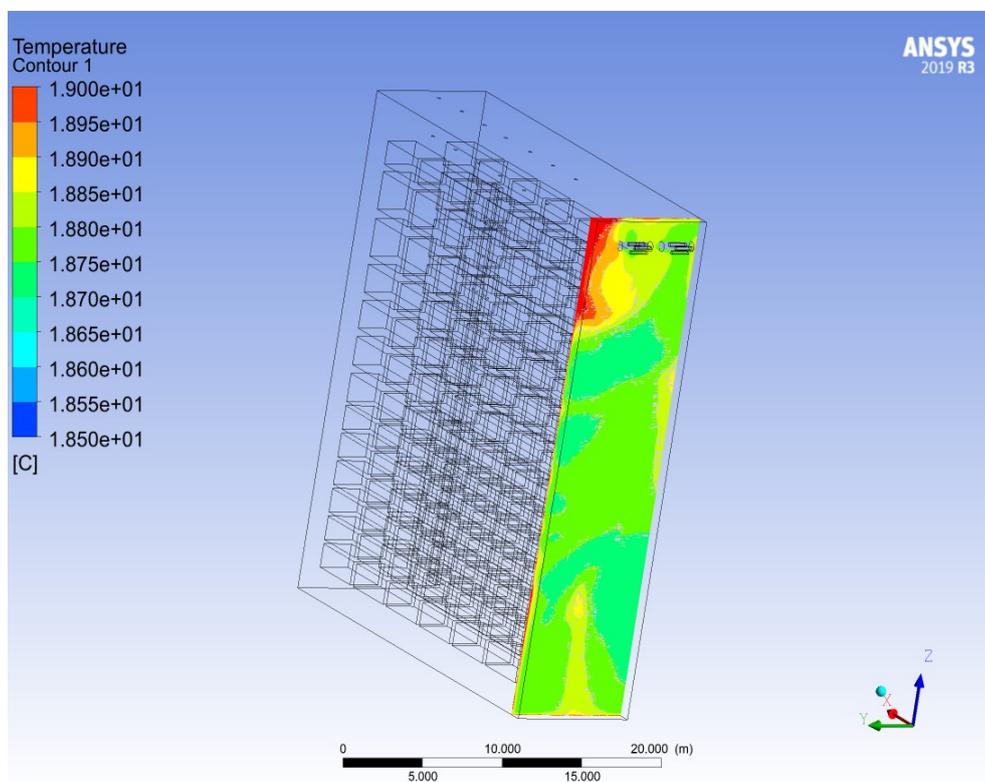


Figura 4.25 – piano ZY ($X = 1m$)

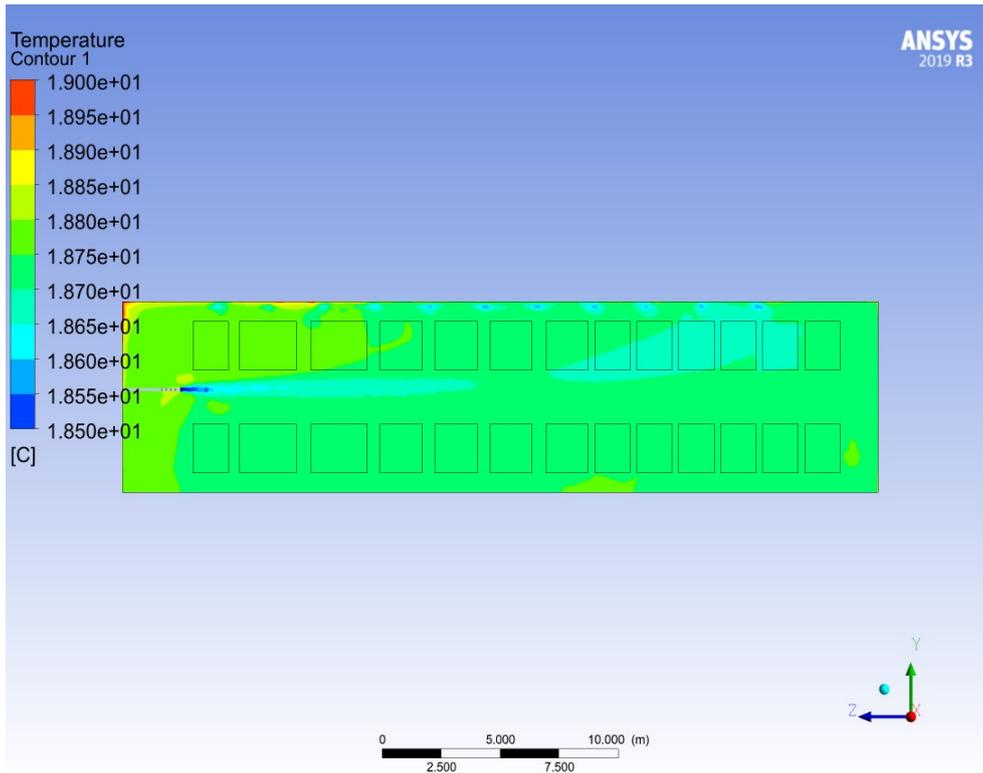


Figura 4.26 – piano ZY ($X = 15m$)

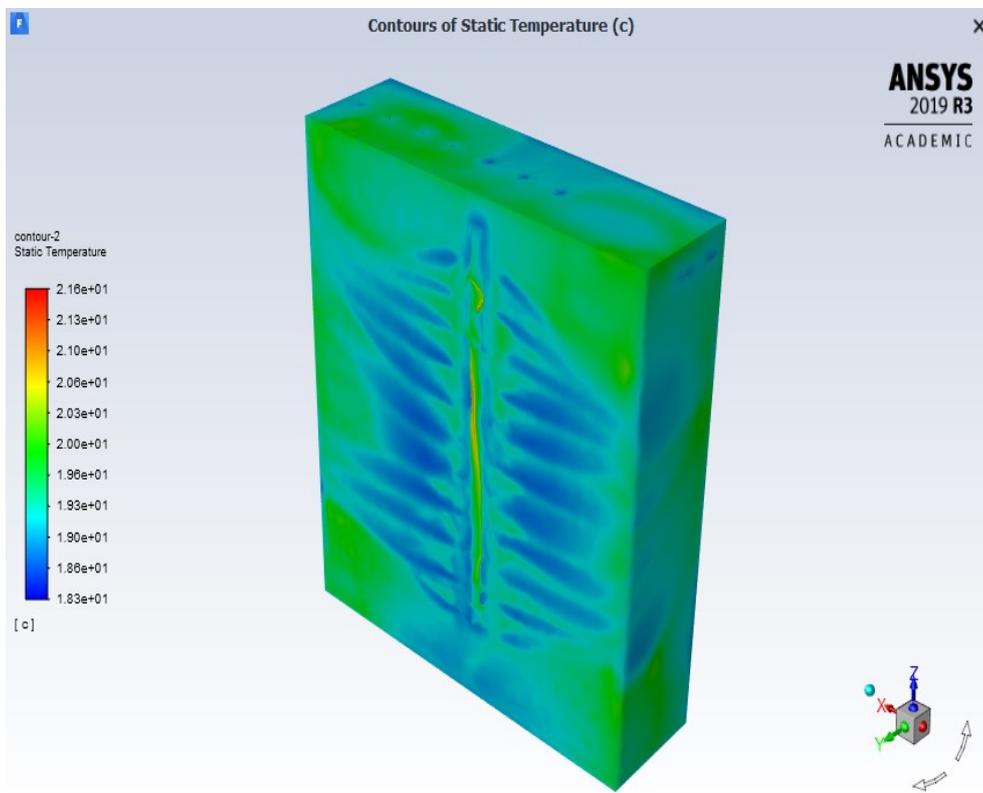


Figura 4.27 – mappa temperatura pareti magazzino estivo

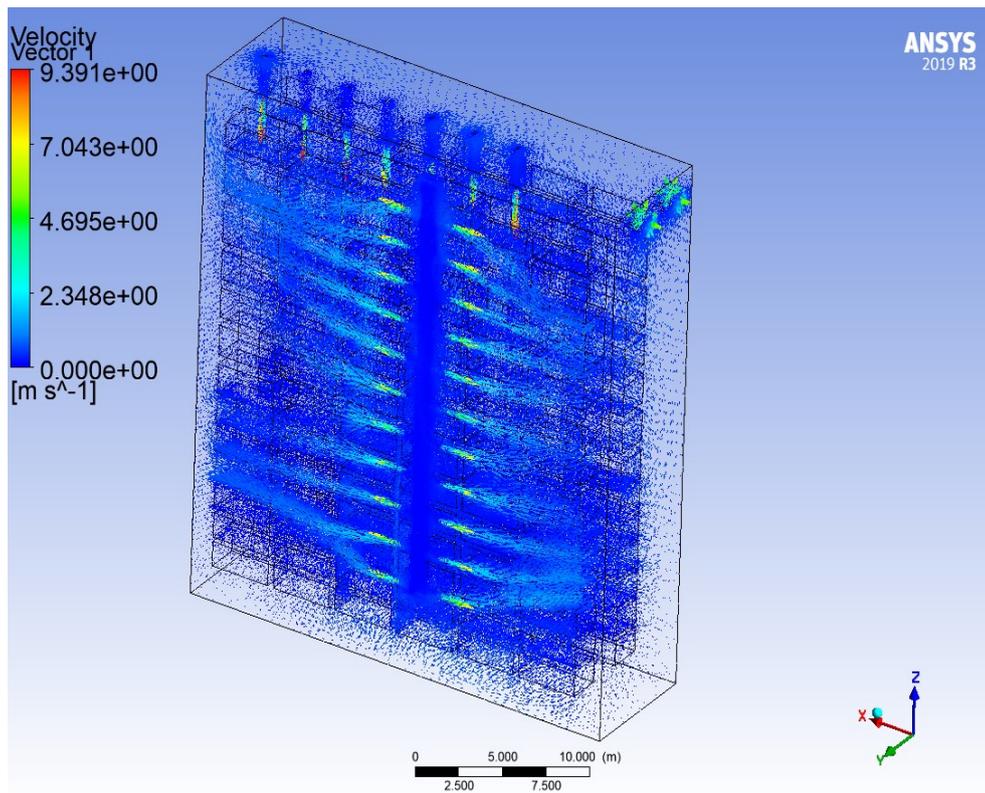


Figura 4.28 – vettori velocità magazzino estivo

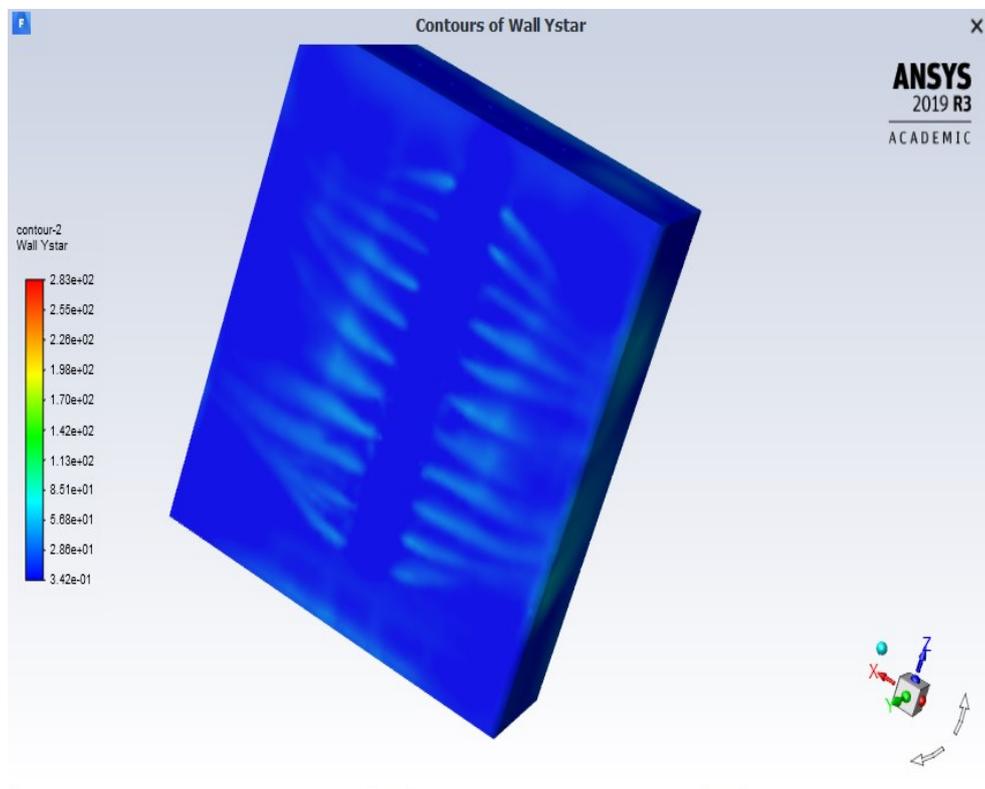


Figura 4.29 – valori y^* di parete modello estivo

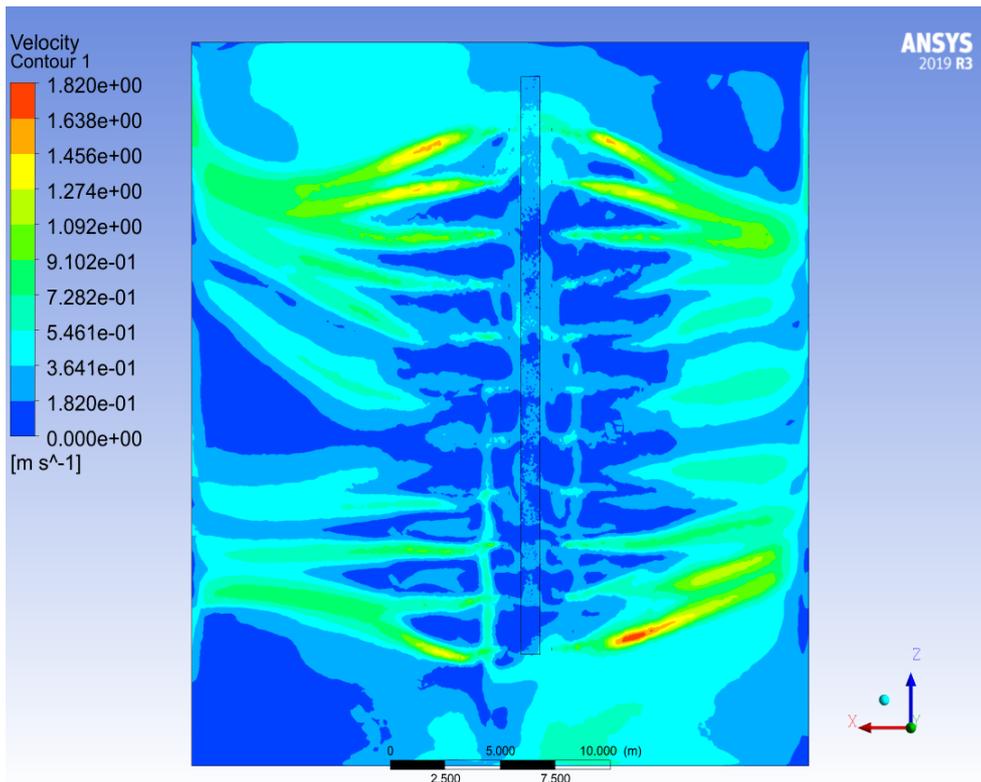


Figura 4.30 – piano ZX ($Y = 8\text{ m}$) (velocità)

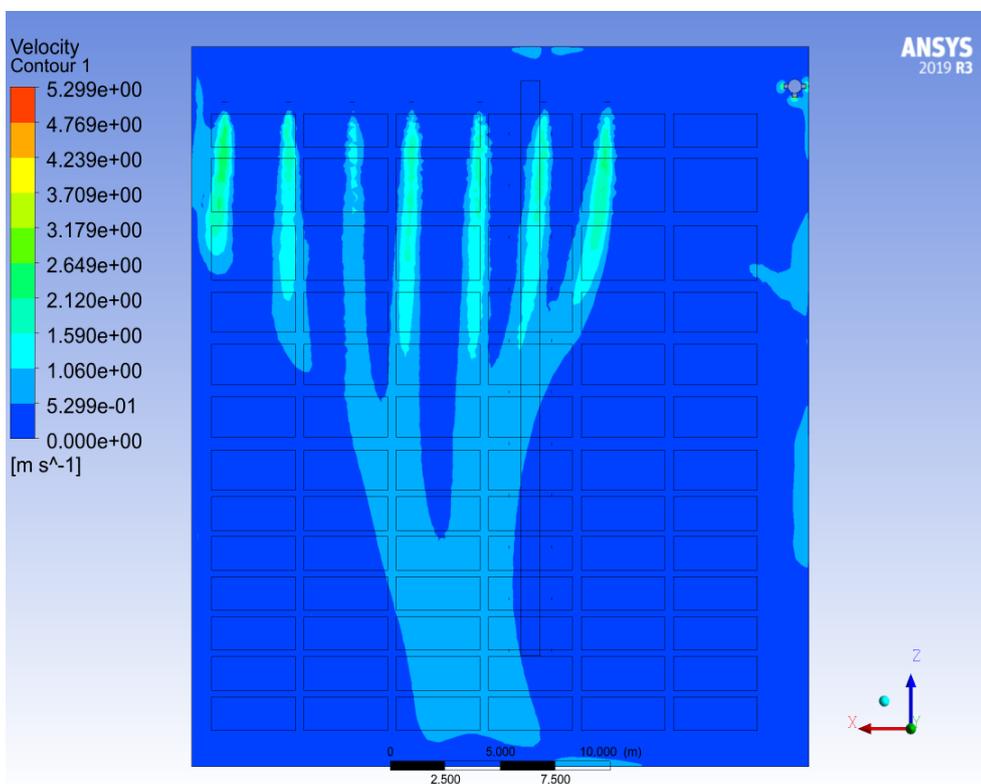


Figura 4.31 – piano ZX ($Y = 11,5\text{ m}$) (velocità)

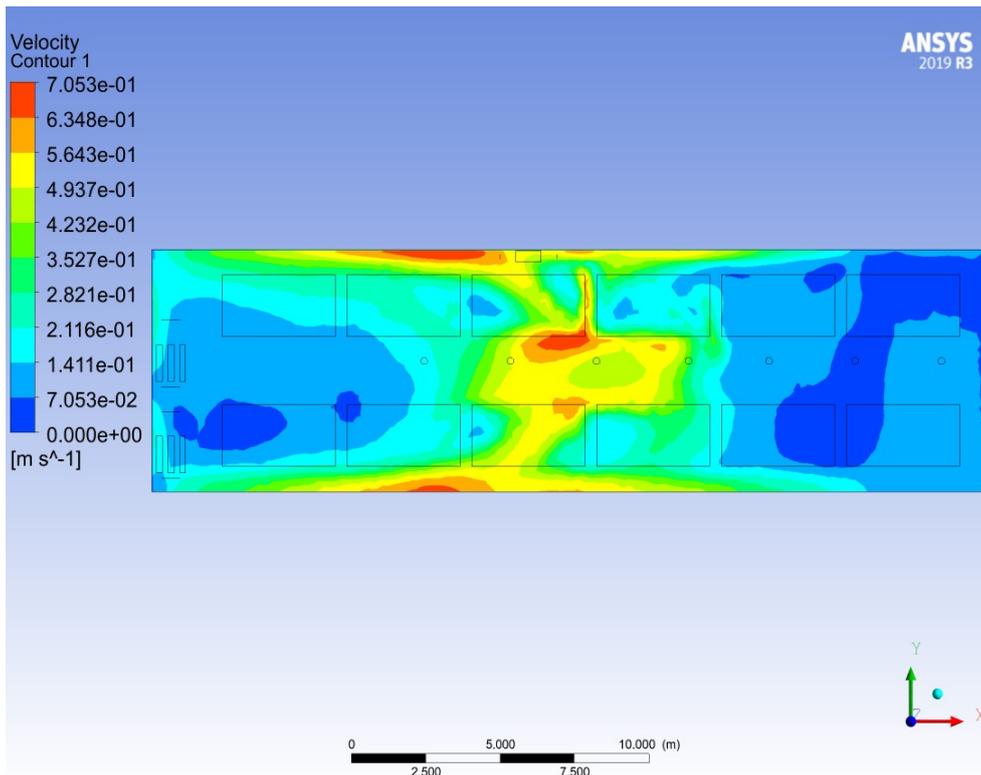


Figura 4.32 – piano XY ($Z = 1$ m) (velocità)

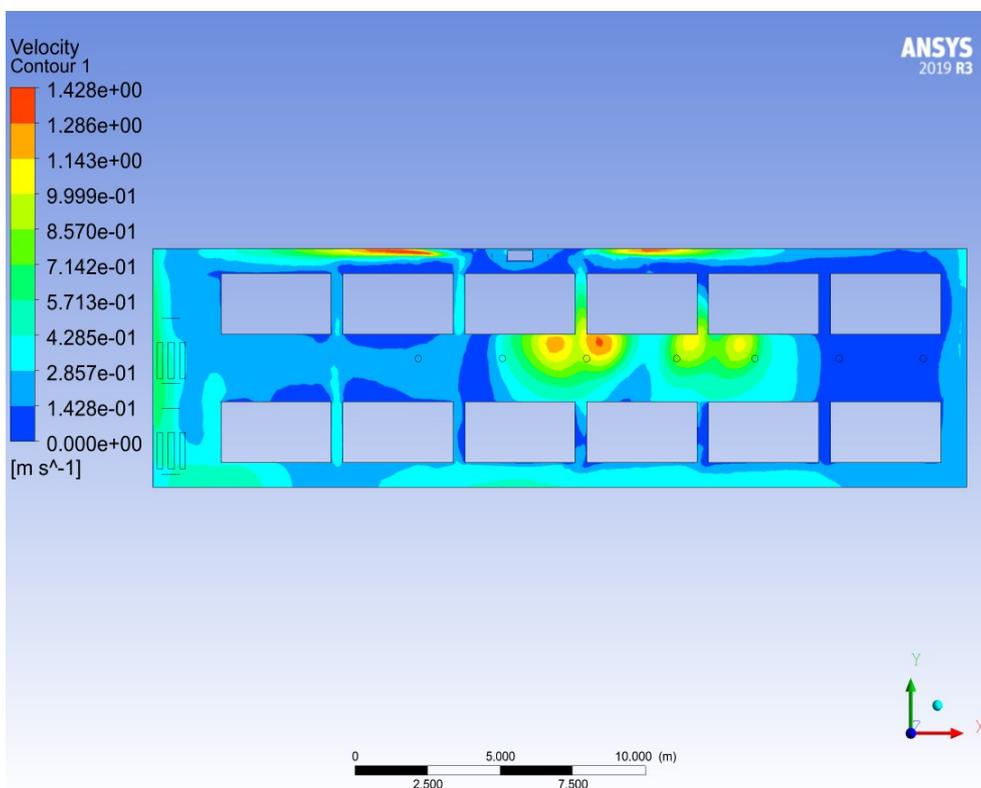


Figura 4.33 – piano XY ($Z = 15$ m) (velocità)

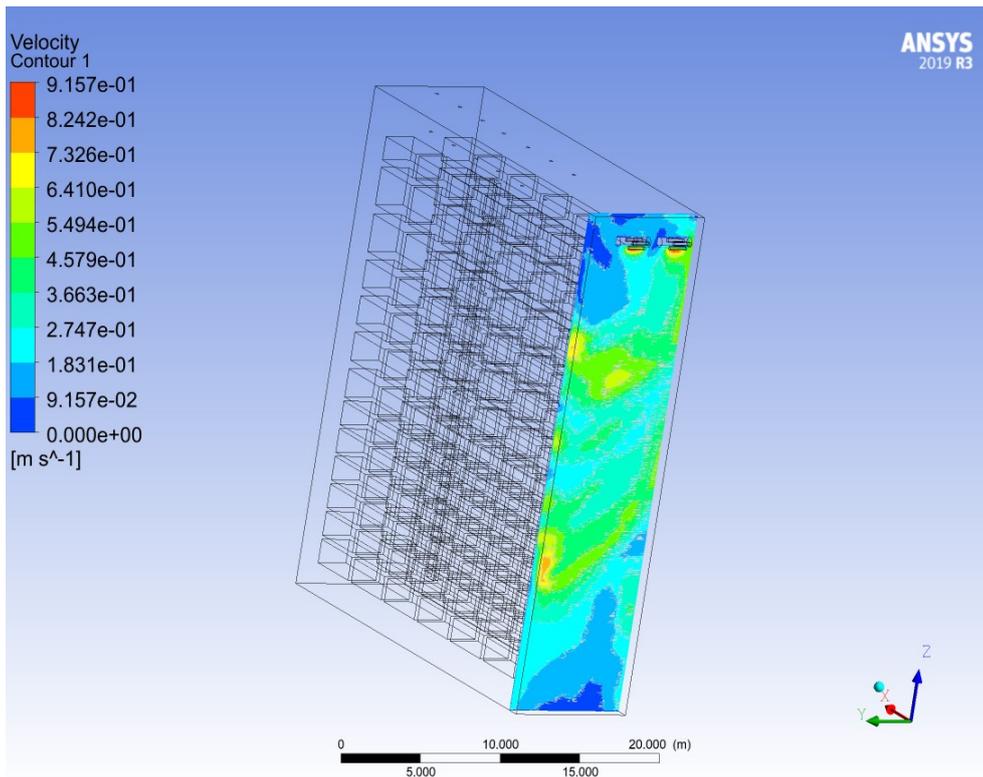


Figura 4.34 – piano ZY ($X = 1\text{ m}$) (velocità)

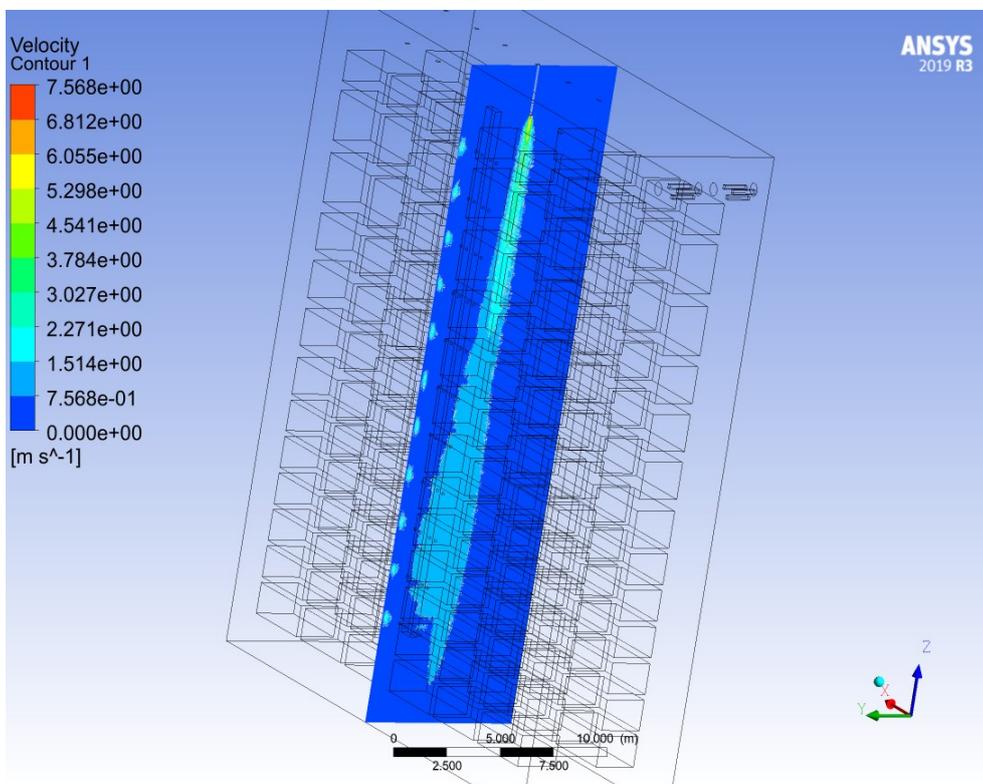


Figura 4.35 – piano ZY ($X = 15\text{ m}$) (velocità)

Il valore di y^* definisce un parametro fondamentale nella valutazione degli effetti di parete. Questo, deve risultare inferiore a 300 per poter considerare apprezzabile la soluzione e nel caso studio estivo ha un massimo di 283.

4.3 Analisi dei risultati

Andando a valutare i risultati nel caso invernale possiamo dire che:

- Con queste condizioni di immissione dell'aria si raggiunge una temperatura media di 24 [°C];
- In prossimità del pavimento si verifica un allontanamento dalle condizioni medie di circa 2 [°C], che comunque non desta preoccupazioni sia perché i pallet partono dal pavimento dopo il primo metro e sia per via del lieve discostamento;
- In copertura, come prevedibile, a causa di fenomeni di convezione naturale ci si allontana meno dalle condizioni medie;
- Alcune zone del magazzino evidenziano una temperatura di 1-1,5 [°C] inferiore rispetto a quella media calcolata. Questo risultato era prevedibile viste le dimensioni elevate del magazzino, inoltre, le condizioni di progetto prevedevano 2 [°C] di tolleranza;
- L'analisi della diffusione dell'aria e della distribuzione di velocità convalida la scelta della gamma di ugelli effettuata in fase di progettazione.

Mentre, analizzando i risultati del magazzino nel caso estivo, si può affermare che:

- Con queste condizioni di immissione dell'aria si raggiunge una temperatura media di 18,7 [°C], con un allontanamento dalle condizioni medie minore rispetto al caso invernale; si raggiunge una migliore omogeneità nella distribuzione della temperatura;
- In copertura si verifica un aumento di temperatura, prevedibile, a causa della densità dell'aria fredda, più pesante che tende a stratificarsi in basso. Il

problema è stato risolto con ripresa dedicata con griglie in copertura. Non si verificano comunque discostamenti importanti dallo status medio;

- L'analisi della diffusione dell'aria e della distribuzione di velocità convalida la scelta della gamma di ugelli effettuata in fase di progettazione;

Per concludere è possibile svolgere un veloce approfondimento sul sovradimensionamento dell'impianto di climatizzazione. I risultati mostrano temperature medie raggiunte più alte nel caso invernale e più basse in quello estivo, rispetto al set point.

Air System Sizing Summary for AHU 80000mc/h	
REV 01 – 22.05.2017	
Air System Information	
Air System Name	AHU 80000mc/h
Number of zones	1
Floor Area	1318,0 m ²
Location	Crespellano (BO), Italy
Sizing Calculation Information	
Calculation Months	Jan to Dec
Sizing Data	Calculated
Central Cooling Coil Sizing Data	
Total coil load	371,5 kW
Sensible coil load	310,1 kW
Coil L/s at Aug 1500	22223 L/s
Max block L/s	22223 L/s
Sum of peak zone L/s	22223 L/s
Sensible heat ratio	0,835
m ² /kW	3,5
W/m ²	281,8
Water flow @ 5,0 °K rise	17,78 L/s
Load occurs at	Aug 1500
OA DB / WB	35,0 / 26,1 °C
Entering DB / WB	23,2 / 16,6 °C
Leaving DB / WB	11,6 / 11,3 °C
Coil ADP	11,0 °C
Bypass Factor	0,050
Resulting RH	50 %
Design supply temp.	11,5 °C
Zone T-stat Check	1 of 1 OK
Max zone temperature deviation	0,0 °K
Central Heating Coil Sizing Data	
Max coil load	91,4 kW
Coil L/s at Dec 0700	22223 L/s
Max coil L/s	22223 L/s
Water flow @ 10,0 °K drop	2,19 L/s
Load occurs at	Dec Hth
W/m ²	69,3
Ent. DB / Lvg DB	19,6 / 23,0 °C
Supply Fan Sizing Data	
Supply Fan Load L/s	22223 L/s
Return Fan Load L/s	20039 L/s
Fan motor BHP	74,71 BHP
Fan motor kW	59,26 kW
Fan static	2000 Pa
Outdoor Ventilation Air Data	
Design airflow L/s	2184 L/s

Figura 4.36 – caratteristiche tecniche calcolate su 80 000 $\left[\frac{m^3}{h}\right]$

	DESIGN COOLING			DESIGN HEATING		
	COOLING DATA AT Aug 1500 COOLING OA DB / WB 35,0 °C / 26,1 °C OCCUPIED T-STAT 22,0 °C			HEATING DATA AT DES HTG HEATING OA DB / WB -5,6 °C / -7,6 °C OCCUPIED T-STAT 22,0 °C		
ZONE LOADS	Details	Sensible (W)	Latent (W)	Details	Sensible (W)	Latent (W)
Window & Skylight Solar Loads	124 m ²	32316	-	124 m ²	-	-
Wall Transmission	5950 m ²	37982	-	5950 m ²	47694	-
Roof Transmission	1301 m ²	11202	-	1301 m ²	8984	-
Window Transmission	107 m ²	2030	-	107 m ²	5021	-
Skylight Transmission	17 m ²	323	-	17 m ²	798	-
Door Loads	5 m ²	87	-	5 m ²	215	-
Floor Transmission	1318 m ²	0	-	1318 m ²	6421	-
Partitions	197 m ²	392	-	197 m ²	971	-
Ceiling	0 m ²	0	-	0 m ²	0	-
Overhead Lighting	1872 W	1872	-	0	0	-
Task Lighting	0 W	0	-	0	0	-
Electric Equipment	10000 W	10000	-	0	0	-
People	0	0	0	0	0	0
Infiltration	-	0	0	-	0	0
Miscellaneous	-	0	0	-	0	0
Safety Factor	0% / 0%	0	0	0%	0	0
>> Total Zone Loads	-	96205	0	-	70103	0
Zone Conditioning	-	96464	0	-	77586	0
Plenum Wall Load	0%	0	-	0	0	-
Plenum Roof Load	0%	0	-	0	0	-
Plenum Lighting Load	0%	0	-	0	0	-
Return Fan Load	20039 L/s	0	-	20039 L/s	0	-
Ventilation Load	2184 L/s	34178	61399	2184 L/s	73041	0
Supply Fan Load	22223 L/s	59263	-	22223 L/s	-59263	-
Space Fan Coil Fans	-	0	-	-	0	-
Duct Heat Gain / Loss	0%	0	-	0%	0	-
>> Total System Loads	-	189905	61399	-	91364	0
Central Cooling Coil	-	310051	61399	-	0	0
Central Heating Coil	-	-120146	-	-	91364	-
>> Total Conditioning	-	189905	61399	-	91364	0
Key:	Positive values are clg loads Negative values are htg loads			Positive values are htg loads Negative values are clg loads		

Figura 4.37 – dispersioni totali magazzino automatico

Dalla visualizzazione delle dispersioni termiche invernali e dei carichi estivi riportati nelle figure 4.36 e 4.37 e conoscendo la potenza termica installata, rispettivamente 109 [kW] per la batteria calda, 380 [kW] per la batteria fredda e 150 [kW] per quella relativa al post-riscaldamento, si intuisce come la corretta alimentazione del magazzino è garantita da una sola UTA con funzionamento al 100% ($80\,000 \left[\frac{m^3}{h}\right]$). Da progetto però, sono installate due UTA funzionanti al 75% ($60\,000 \left[\frac{m^3}{h}\right]$ ciascuna) per garantire un funzionamento 365 giorni/anno.

Conclusioni e sviluppi futuri

In questo elaborato di tesi è stato creato un modello numerico di un magazzino automatico e autoportante allo scopo di valutare, tramite codici di calcolo CFD, il funzionamento dell'impianto di condizionamento.

Date le dimensioni notevoli del progetto e vista la difficoltà nel posizionamento delle canalizzazioni dell'impianto a causa degli spazi ridotti, il produttore ha richiesto la verifica, tramite approccio computazionale, che la merce stoccata all'interno del magazzino non venisse danneggiata da condizioni di temperatura e umidità non consone alla conservazione.

Infatti, il problema centrale è stato proprio quello di capire se all'interno della struttura si creassero stratificazioni o hotspot caldi/freddi, quindi una non omogenea distribuzione di temperatura e umidità.

Naturalmente la valutazione di questi aspetti non poteva coinvolgere l'intero progetto perché, come ampiamente descritto, le dimensioni avrebbero reso lo studio pesante sotto l'aspetto delle risorse computazionali e del tempo di calcolo. Quindi, grazie ad un processo di semplificazione, sono stati realizzati due modelli (caso estivo ed invernale) sei volte più piccoli sfruttando simmetrie funzionali di geometria e impiantistica.

Al termine delle simulazioni e dopo aver analizzato i risultati, si comprende come la scelta di ugelli ad alta induzione crei una distribuzione omogenea della temperatura dell'aria sia in estate che in inverno. La stratificazione non è rilevante, infatti per il caso invernale il range di temperatura è di 2-3 [°C], mentre per quello estivo è di 1-2 [°C], nonostante l'elevata altezza del magazzino.

Questi risultati sono stati raggiunti attraverso:

- Un alto livello di miscelazione tra aria immessa e aria ambiente;
- Ripresa dedicata per inverno (sotto gli scaffali) ed estate (in copertura).

Nonostante ci sia qualche punto del magazzino dove la temperatura si discosta da quella media calcolata dal software, come ad esempio la zona del pavimento nel modello invernale e alcuni punti della copertura nel modello estivo, non creano preoccupazioni, sia perché sono zone dove non si ha la presenza di pallet e sia per via del piccolo allontanamento dalle condizioni operative. Inoltre, l'analisi della distribuzione della velocità dell'aria convalida la scelta della gamma di ugelli effettuata in fase di progettazione: ciò si riflette in un efficace riscaldamento/raffreddamento in quasi tutte le zone lontane dagli ugelli di alimentazione. In futuro si potrebbe svolgere una simulazione considerando ugelli con un lancio maggiore.

L'unica nota per la quale risulta necessario fornire un approfondimento è la questione legata al sovradimensionamento dell'impianto di climatizzazione. Le condizioni operative di progetto per la temperatura dell'aria all'interno del magazzino erano di 22 ± 2 [°C]. Per il modello invernale, l'analisi dei risultati mostra come la temperatura media all'interno del magazzino si aggiri intorno ai 24 [°C], mentre per il modello estivo risulta un valore medio di 18,7 [°C].

È facilmente intuibile come, soprattutto nel caso estivo, ci sia un discostamento dalle condizioni di progetto che comunque non destano preoccupazioni per i seguenti motivi:

- È preferibile un'immissione di aria primaria con valori di temperatura maggiori nel caso invernale e minori in quello estivo per abbattere l'inerzia del magazzino: si riesce a raggiungere in minor tempo, soprattutto in fase di avvio dell'impianto, le condizioni di progetto;
- È sempre preferibile in fase di realizzazione di un impianto di climatizzazione raggiungere valori di temperatura maggiori nel caso invernale e minori nel caso estivo rispetto al set point: il software utilizzato non tiene conto della

regolazione effettuata tramite sensori, serrande di regolazione e valvole a tre vie nelle batterie delle unità di trattamento dell'aria (UTA);

- Le 2 UTA installate montano una batteria per le prestazioni in caldo con una potenzialità di 109 [kW], una batteria per il freddo con una potenzialità di 380 [kW] e una batteria per il post-riscaldamento con 150 [kW], contro un totale di dispersioni termiche invernali di 91,4 [kW] e un totale di carichi termici estivi di 371,5 [kW]. Sarebbe sufficiente una sola UTA, funzionante alla massima potenzialità di $80\,000 \left[\frac{m^3}{h}\right]$, per garantire il corretto abbattimento dei carichi, ma da progetto ne sono previste 2, con un utilizzo al 75% ($60\,000 \left[\frac{m^3}{h}\right]$ ciascuna). Le due unità sono necessarie per garantire il funzionamento 365 giorni/anno, senza blocchi impianto, con utilizzo al 100% di una macchina in caso di fermo dell'altra;
- Sfruttando $120\,000 \left[\frac{m^3}{h}\right]$ ho una migliore distribuzione dell'aria all'interno del magazzino favorendo il lancio di ciascun ugello.

In futuro si potrebbe suggerire un impiego più adeguato delle risorse e delle tecniche legate alla fluidodinamica computazionale. Infatti, per le valutazioni degli impianti di condizionamento si potrebbero utilizzare software specifici legati a questo tipo di tematiche, un esempio potrebbe essere il software *Airpack*®.

Per l'autore questo lavoro è stato utile per comprendere tutte le problematiche legate ad una procedura CFD, attraverso un percorso metodologico che ha dato luogo ad una crescita personale.

Bibliografia

- [1] *Oleg Zikanov: Essential Computational fluid dynamics – 2010.*
- [2] *Yunus A. Çengel, John M. Cimbala / Giuseppe Cozzo, Cinzia Santoro (edizione italiana): Meccanica dei fluidi, volume 1. McGraw-Hill Education - 2006.*
- [3] *Crivellini A.: Dispense del corso di fluidodinamica computazionale, Dipartimento di Ingegneria Industriale e Scienze Matematiche, Università Politecnica delle Marche – 2018.*
- [4] *ANSYS FLUENT 19 R3 User's guide*
- [5] *Wikipedia: Magazzino Automatico*
- [6] *Fluent®, v14.5, User's manual, ANSYS Inc. Corporation*
- [7] *Mcdonough, J. M. (2007). Introductory Lectures on Turbulence Physics, Mathematics and Modeling*
- [8] *Roberto Verzicco: Appunti di Turbolenza, Dispense del corso – 2006/2007*
- [9] *Gianni Orsi: Introduzione alla fluidodinamica computazionale, centro E.Piaggio. UNIPI*
- [10] *Wikipedia: Law of the wall*
- [11] *Teknoring: Fluidodinamica computazionale (CFD), applicazioni comuni e software*
- [12] *Walter Ambrosini: Appunti di lezione per il corso di Termofluidodinamica ed Elementi di CFD, Elementi di termofluidodinamica (parte 1) – 2010/2011*

Ringraziamenti

Nessuno ci avrebbe creduto all'inizio, tantomeno io, viste le tante difficoltà e i momenti di sconforto che hanno caratterizzato la prima parte di questo percorso.

È per questo che vorrei ringraziare in primis me stesso, per aver alimentato ogni singolo istante la speranza di raggiungere l'obiettivo e per non aver mollato mai, soprattutto quando alcuni esami sembravano insormontabili.

I ringraziamenti più sentiti vanno sicuramente alla mia famiglia, Nicolino, Cinzia e Chiara che mi hanno dato le possibilità di intraprendere questo percorso e per aver sempre creduto in me, spingendomi a fare sempre di più.

A mia nonna Elvira, per avermi insegnato che l'unica cosa che conta è la dedizione che si mette nel fare le cose.

Naturalmente non posso dimenticare la mia ragazza, Brunilda, per aver reso tutto un po' più facile, anche quando le cose non andavano benissimo.

Vorrei ringraziare il Prof. Marco Sasso, il Prof. Andrea Crivellini e il mio tutor aziendale Davide, per la grande serietà e disponibilità, senza i quali non sarei riuscito in questo lavoro.

Infine, ma non meno importanti, vanno i ringraziamenti a tutti i miei amici: a Cit con il campari giusto al momento giusto (soprattutto quando c'era da svegliarsi il giorno dopo per studiare), ad Ash perché ha sempre pensato che ce la potessi fare (più di me fondamentalmente), al magico gruppo "Scapigliati" (soprattutto Antonio), con l'aggiunta di Vespa e Liuk, per i tanti momenti insieme, al gruppo "Caffecappuccino" (con Clem e Micio) ormai composto da soli ingegneri (perché Massi lo è sempre stato più di tutti noi) e ai miei compagni di questi ultimi due anni di corso, Federico, Marco e Mancio, per avere creato un super gruppo studio.

Sicuramente avrò dimenticato qualcuno, visto che sto scrivendo questi ringraziamenti appena prima di consegnare la tesi, ma sappiate che ognuno di voi mi ha lasciato qualcosa e avete reso questo traguardo un po' meno impegnativo.

Avrete sempre un posto speciale nel mio cuore.

GRAZIE, davvero.

