



**Politecnico
di Torino**

HPE
ENGINEERING
AND PRODUCTS

Analisi CFD in Campo Automotive di Raffreddamento di Motore Elettrico

Ottimizzazione di Simulazioni Multifase

Candidato

Lorenzo Malagoli

Tesi di Laurea Magistrale
per il conseguimento del titolo accademico di

Dottore Magistrale
(*Dott. Mag.*)

nel Corso di
Ingegneria Aerospaziale

presentata il 6 Ottobre 2021 presso
il Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale
del Politecnico di Torino

Relatore

Prof. Domenic D'Ambrosio

Tutor aziendali

Ing. Alexander Alessi

Ing. Francesco Porta

Abstract

The aim of this thesis is to build a Computational Fluid Dynamics simulation in order to support the virtual prototyping of the electric motor developed internally at *HPE S.r.l.* and to optimize this model given certain computational capabilities so that it can be successfully implemented in the company's computational routines.

The cooling process takes place due to an oil injected in the cooling chambers, meant to cool down the windings around a magnetic core and the eMotor shaft, rotating at 15000 rpm. The rolling bearing and shaft's rotation ensure that the liquid is always in motion, never reaching a stationary solution.

Thus, the chosen simulation is 3D, unsteady, multi-phase (air/oil), RANS. In order to optimize said calculation, several solutions have been studied and implemented such as: Adaptive Mesh Refinement, Adaptive Time stepping, Variable Inner Iteration for Mass Imbalance Control and other model tuning which have produced meaningful improvements in accuracy and in drastically reducing simulation time.

The reference software is *Siemens's* STAR-CCM+.

Keywords: Adaptive Mesh Refinement (AMR), CFD, Computational Fluid Dynamics, Cooling, Electric Motor, eMotor, Heat Transfer, Mass Imbalance Control, Multi-phase Flow, Oil, Physics Simulation, RANS, STAR-CCM+, Variable Inner Iteration, VOF

Sunto

L'obiettivo di questa tesi è quello di costruire un modello di fluidodinamica computazionale per supportare la prototipazione virtuale del motore elettrico sviluppato internamente ad *HPE S.r.l.* e ottimizzare tale modello date determinate capacità computazionali, così da poter essere implementato con successo nelle routine di calcolo aziendali.

Il raffreddamento motore avviene tramite l'olio immesso dagli ugelli nelle cooling chamber per raffreddare gli avvolgimenti e l'albero motore, in rotazione a 15 000 rpm. La rotazione di cuscinetti e albero motore fanno sì che il liquido sia sempre in movimento e non si arrivi mai una condizione stazionaria.

La simulazione adottata è quindi 3D, non stazionaria, multifase (aria/olio), RANS. Per ottimizzare tale calcolo, viste le condizioni al contorno, si sono studiate ed implementate diverse soluzioni, quali: mesh convergence, Adaptive Mesh Refinement, Adaptive Time stepping, Variable Inner Iteration ed altri tuning dei modelli preconfigurati che hanno generato notevoli miglioramenti in accuratezza e tempi di calcolo.

Il software di riferimento è STAR-CCM+ di *Siemens*.

Parole chiave: Adaptive Mesh Refinement (AMR), CFD, eMotor, fluidodinamica computazionale, flusso multifase, Mass Imbalance Control, motore elettrico, olio, raffreddamento motore, RANS, simulazione fisica, STAR-CCM+, trasferimento di calore, Variable Inner Iteration, VOF

Ringraziamenti

In questo paragrafo prima di ogni altro vorrei esprimere la mia più sincera gratitudine a tutti coloro che mi hanno supportato in questi anni fino al completamento di questo lavoro di tesi e del mio percorso universitario.

In primo luogo, voglio ringraziare i miei tutor aziendali: Alexander Alessi e Francesco Porta che sono sempre stati disponibili a rispondere ad ognuno dei miei numerosi quesiti, e per la libertà concessami in fase sviluppo del lavoro di tesi, per me fondamentale.

Ringrazio infinitamente mamma Donatella e papà Marco per aver sempre creduto nelle mie capacità ed avermi lasciato libero di seguire le mie passioni in ambito accademico.

Ringrazio mia nonna Anna Maria che ogni mattina mi accoglie col sorriso.

Un immenso grazie alla mia compagna Gloria per supportarmi nei momenti più duri, per saper essere sempre gentile e per sopportare le mie idiozie.

A tutti i Pensionati dell'Olmo: Francesco, Federico, Davide, Federico 2, Alessandro, Andrea e al presidente.

A Simone, Massimiliano, Irene, Giorgio, Sorella e Mattia.

Al Polito Sailing Team, ad Unibo Motorsport e a tutti i suoi membri, da cui tanto ho imparato e a cui tanto devo.

A tutti gli amici lontani che in questi anni da studente fuori sede sono stati indispensabili.

A nonna Anna e a nonno Dorino, che furono orgogliosi di avere un ingegnere in famiglia.

Indice

Abstract	iii
Sunto	v
Ringraziamenti	vii
Indice	ix
1 Introduzione	1
I Riferimenti Teorici	3
2 Fluidodinamica	5
2.1 Definizione di fluido ed ipotesi di continuità	5
2.2 Le equazioni del moto dei fluidi	6
2.2.1 Bilancio di massa	8
2.2.2 Bilancio di quantità di moto	9
2.2.3 Bilancio di energia	10
2.2.4 Incomprimibilità	11
2.3 Flussi laminari e turbolenti	11
2.4 Flusso di strato limite	12
2.5 Flussi multifase	16
2.5.1 Free Surface Flows	17
3 Fluidodinamica Computazionale	19
3.1 Introduzione alla CFD	19
3.2 Metodi di discretizzazione	20
3.2.1 Metodo delle differenze finite	20
3.2.2 Metodo dei volumi finiti	21
3.3 Problemi non stazionari	22
3.4 I modelli matematici	23
3.4.1 Direct Numerical Simulation	24
3.4.2 Large Eddy Simulation	24
3.4.3 Reynolds-averaged Navier-Stokes	25
3.4.4 Modelli di turbolenza	27
3.5 Flussi multifase - Free Surface Flows	28
3.5.1 Volume of Fluid	29
3.6 Boundary Conditions e Initial Conditions	32

3.7	Mesh	33
4	eMotor	35
4.1	eMotor cooling	36
II	Metodologia	39
5	Implementazione del modello	41
5.1	Pre-processing	41
5.1.1	Geometria	41
5.1.2	Dominio fluido	44
5.1.3	Assegnazione delle boundary conditions	46
5.1.4	Mesh	48
5.2	Modelli	50
5.3	Time step	53
5.4	Stopping Criteria	54
5.5	Post-processing	55
5.5.1	Distribuzione delle Fasi	55
5.5.2	CFL	57
5.5.3	Temperatura dell'olio e HTC	58
5.5.4	CPU-Time	59
6	Ottimizzazione del modello	61
6.1	Adaptive Mesh Refinement	61
6.1.1	Mass Error Rate Model e Variable Inner Iteration	64
6.2	VOF e Sharpening Factor	66
6.3	Interazione tra AMR e internal interface tra regioni	77
6.4	Mesh poligonale o trimmed?	88
6.5	Mesh convergence	92
6.6	Risultati	95
6.6.1	CPU-Time	95
6.6.2	Accuratezza	96
7	Conclusioni e sviluppi futuri	99
8	Appendici	101
	Bibliografia	107

I motori elettrici sono estensivamente utilizzati in applicazioni militari, commerciali ed industriali in settori come robotica, strumenti medici, sistemi di conversione energetica, automotive. Con il rapido aumento della richiesta di energia elettrica in tutto il mondo, progettare e produrre eMotor ad alte prestazioni, efficienza, affidabilità, low-cost e silenziosi è diventata una seria sfida ingegneristica.

La sfida aperta è nell'implementazione e coinvolgimento di un gran numero di discipline diverse come: meccanica, elettronica, elettromagnetismo, fluidodinamica, scambio termico, tribologia, scienza dei materiali, tecnologie produttive dei materiali, eccetera.

Questa tesi si concentra sul raffreddamento tramite olio di un eMotor, quindi nel campo della fluidodinamica e del trasferimento di calore. Il metodo attraverso cui si studiano tali fenomeni è la fluidodinamica computazionale.

In ambito aziendale, la CFD ha permesso il miglioramento del livello di progettazione raggiungibile senza dover attuare costosi e complicati esperimenti. La prototipazione virtuale tramite CAE ha permesso una radicale diminuzione nella necessità di costruire prototipi reali, riducendo i costi e abbassando i tempi necessari allo sviluppo del prodotto.

Negli anni con l'aumento delle capacità di calcolo, parallelamente al migliorarsi dei codici CFD, si è resa possibile la modellazione di comportamenti fluidi complessi in maniera sempre più accurata. Ciononostante, data una certa potenza di calcolo disponibile, una simulazione può tenere occupata una certa quantità di risorse computazionali anche per settimane intere, riducendo le possibilità di calcolo del reparto e rallentando i lavori.

Ottimizzare le tempistiche di calcolo dei modelli è quindi essenziale e si è reso necessario per la messa a punto del modello soggetto di questa tesi, il quale è computazionalmente molto dispendioso.

Il soggetto del modello da impostare è un motore elettrico sviluppato internamente all'azienda *HPE s.r.l.*, a scopi di propulsione automotive. Le velocità sostenibili da un motore elettrico possono raggiungere ritmi di decine di migliaia di giri al minuto; nel caso in questione ci si è attenuti a valori nominali di operatività pari a 15 000 rpm.

Il fluido nel circuito e nelle camere di raffreddamento è governato da questi moti che non rendono prevedibile senza adeguati test in banco prova o simulazioni computazionali il campo di moto complesso che si manifesta.

Si è qui cercato di individuare una metodologia CFD che permetta lo studio di questo fenomeno multifase, trovando un compromesso tra: una interfaccia aria/olio ben definita, diffusione numerica, perdite dovute alla Mass Imbalance e CPU-Time.

Parte I

Riferimenti Teorici

2.1 Definizione di fluido ed ipotesi di continuità

Si possono identificare gli stati elementari della materia da un punto di vista molecolare e/o macroscopico. Tali stati di aggregazione sono:

- solido, a causa di legame molecolari forti, le molecole sono stabili nella loro posizione e quasi a distanza costante dalle adiacenti. Si mantengono sia i volumi che le forme senza necessità di uno strumento di contenimento;
- liquido, i legami intramolecolari sono più deboli e la mobilità delle molecole è molto più elevata, pur mantenendosi mutualmente organizzate in gruppi, il cui livello di "ordine" è decrescente con la distanza tra le molecole stesse. I volumi si mantengono costanti, tuttavia la forma assunta è quella data dal contenitore cui sono limitate;
- gas, i legami molecolari sono così deboli da permettere alle molecole di muoversi caoticamente per agitazione molecolare. Né volumi, né forme sono definiti senza un contenitore.

Nella categoria dei fluidi ricadono sia i gas sia i liquidi i quali possono essere descritti dalle stesse leggi del moto, una volta dichiarata una ipotesi di continuità così da considerare unicamente lo studio del comportamento macroscopico dei fluidi senza inoltrarsi nello studio del comportamento molecolare, descritto dalle equazioni di Boltzmann. Pur implicando l'utilizzo di un modello semplificato della realtà, nella maggior parte dei casi permette una buona predizione del fenomeno in studio, finché il numero di molecole contenute nel più piccolo volume di fluido di interesse possiede medie statistiche "significative" delle quantità fisiche.

Tale concetto di media statistica deve essere consistente ed associabile con un elemento di base del fluido, chiamato particella fluida, che si andrà a definire, la quale *deve essere abbastanza piccola da considerarsi infinitesima rispetto alle variazioni spaziali di una qualsiasi quantità macroscopica e contemporaneamente sufficientemente grande da contenere un numero di molecole sufficientemente alto da permettere che la media statistica di ognuna di queste quantità sia statisticamente stazionaria.*

Una modalità per determinare il limite di applicabilità dell'ipotesi di continuità (limite che può essere raggiunto in gas estremamente rarefatti) è quella del *libero cammino medio* (l) tra le molecole. Questa è la misura della distanza percorsa da una molecola di gas prima di collidere con un'altra. Tale misura è parametrizzata

con il *numero di Knudsen*.

$$Kn = \frac{l}{L}, \quad (2.1)$$

dove L è una dimensione caratteristica del fenomeno; se $Kn > 0.01$, il fenomeno non è più approcciabile mediante l'ipotesi di continuità. [Bur12]

2.2 Le equazioni del moto dei fluidi

I fluidi di interesse sono entrambi governati da equazioni di bilancio di determinate quantità fisiche monitorate. La meccanica dei fluidi si basa su queste equazioni per esprimere le molteplici tipologie di flussi che possono osservarsi in altrettanto differenti contesti e situazioni. Tali leggi di conservazione vanno sotto il nome di equazioni di Navier-Stokes.

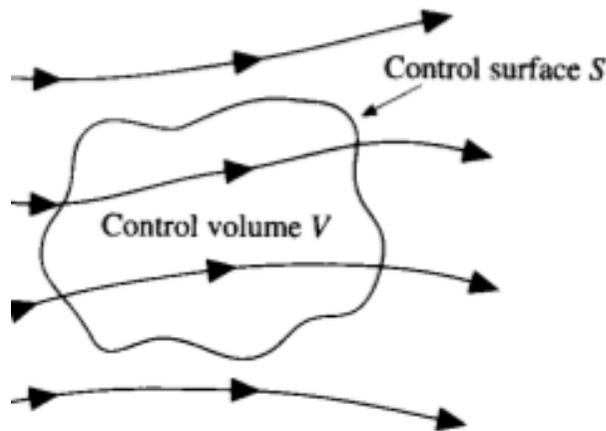


Figura 2.1: Volume e superficie di controllo fissati, attraversati dal flusso [And95]

Dette equazioni di conservazione sono conseguenza dell'applicazione del teorema del trasporto di Reynolds e si basano sul concetto che la variazione di una quantità generica U in un determinato dominio spaziale V sia uguale al netto di entrata ed uscita di tale quantità U dal suddetto dominio V , più il contributo di eventuali sorgenti generatrici di U .

Vi sono due punti di vista da cui partire per descrivere il moto di un fluido:

- euleriano; permette un punto di vista legato a posizioni fisse nello spazio, attraverso cui si monitorano le variazioni delle grandezze in esame;
- lagrangiano; permette un punto di vista legato alle singole particelle fluide mentre queste e le corrispettive grandezze si muovono nello spazio e nel tempo.

Vi sono inoltre due forme matematiche che si possono utilizzare per scrivere queste leggi di conservazione:

- quella integrale, la forma più generale con cui esprimere una legge di conservazione, la quale permette la presenza di discontinuità all'interno del dominio fluido;
- quella differenziale, assume che il fluido sia differenziabile, quindi continuo. Tale proprietà è conseguenza del fatto che per derivare questa forma si applica il teorema di Gauss (o della divergenza) che necessita della continuità matematica del campo di moto.

Per lo scopo di questa tesi si riportano le equazioni di governo dal punto di vista e nella forma di interesse utilizzate dai modelli scelti del software di riferimento: integrale ed euleriano.

Le equazioni di bilancio sono scritte attorno a 3 quantità conservative:

- massa
- quantità di moto
- energia

per un totale di 5 equazioni, poiché l'equazione di bilancio di quantità di moto è composta da 3 componenti nelle corrispondenti direzioni spaziali. È importante ricordare che altre quantità come entropia, temperatura o pressione non soddisfano le condizioni per essere soggetti di una legge di conservazione.

Ogni bilancio scritto successivamente è da intendersi per unità di volume.

2.2.1 Bilancio di massa

La prima equazione, chiamata anche *equazione di continuità*, deriva da un principio fisico fondamentale della meccanica classica: la massa si conserva.

Esprime il concetto che in un sistema fluido la massa non può essere creata né può essere distrutta.

Attraverso un volume di controllo fisso Ω , la variazione di massa nel tempo corrisponde al netto dei flussi di massa in entrata ed in uscita dalla superficie S alla frontiera del volume Ω . Il trasporto di massa non è soggetto a fenomeni di trasporto diffusivi ma solamente convettivi.

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho d\Omega + \int_S \rho \vec{V} \cdot \vec{n} dS = 0, \quad (2.2)$$

dove ρ è la densità, \vec{V} è il vettore velocità, \vec{n} è il vettore normale alla superficie S .

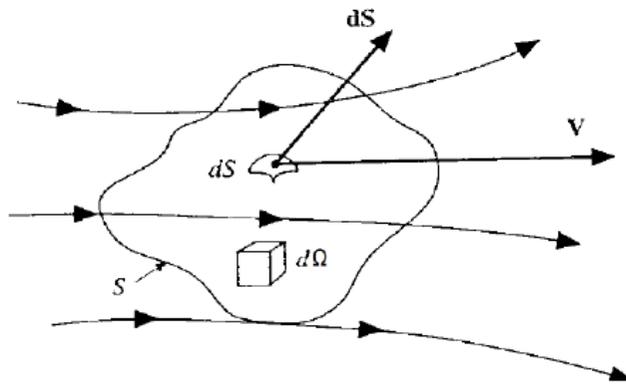


Figura 2.2: Rappresentazione dei volumi infinitesimi. [And95]

2.2.2 Bilancio di quantità di moto

Per esprimere queste leggi di conservazione ci si rifà ancora ad un principio fisico fondamentale, ovvero la seconda legge di Newton.

Questa esprime le forze agenti su un corpo come la massa di questo moltiplicata per le accelerazioni subite.

$$\vec{F} = m\vec{a} \quad (2.3)$$

Le forze agenti possono essere separate in due fonti:

- forze di volume, o forze di campo; agiscono direttamente sulla massa volumetrica dell'elemento fluido "a distanza" (ad esempio, la forza gravitazionale, magnetica, elettrica)
- forze di superficie, agiscono direttamente sulla superficie dell'elemento fluido e hanno due origini: (a) la pressione imposta dal fluido esterno attorno alla particella fluida, (b) sforzi normali e tangenziali agenti sulla superficie, imposti dal fluido esterno sulla superficie della particella fluida per attrito.

Le equazioni sono tre, una per ogni direzione spaziale. Si utilizza qui una forma compatta a raggrupparle tutte:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho \vec{V} d\Omega + \int_S \rho \vec{V} \vec{V} \cdot \vec{n} dS + \int_S p \vec{I} \cdot \vec{n} dS - \int_S \vec{\tau} \cdot \vec{n} dS = \int_{\Omega} \rho \vec{f} d\Omega, \quad (2.4)$$

dove p è la pressione, f sono le forze volumetriche per unità di massa e $\vec{\tau}$ è il tensore degli sforzi viscosi, \vec{I} è la matrice identità. Dove il primo termine è la variazione nel tempo di quantità di moto, il secondo è il termine convettivo non lineare e causa di turbolenza, i due integrali di superficie identificano assieme il tensore degli sforzi, infine l'ultimo termine identifica le forze di campo.

Per fluidi newtoniani il termine viscoso può scriversi:

$$\tau_{ij} = \delta_{ij} \lambda \nabla \cdot \vec{V} + \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.5)$$

dove δ è il delta di Kronecker, μ è la viscosità dinamica e λ è la viscosità di volume, o *bulk viscosity*.

2.2.3 Bilancio di energia

Il principio fisico fondamentale adottato questa volta è la prima legge della termodinamica, per cui si ha la conservazione dell'energia. Applicato al modello fluido che si sta applicando alla particella fluida, si enuncia che la variazione di energia all'interno dell'elemento fluido corrisponde al netto di entrata ed uscita dei flussi di calore dalla particella e il lavoro sviluppato sull'elemento dalle forze di campo e di superficie,

$$\int_{\Omega} \frac{\partial E}{\partial t} d\Omega + \int_S (E + p) \vec{V} \cdot \vec{n} dS - \int_S (\vec{\tau} \cdot \vec{V}) \cdot \vec{n} dS + \int_S \vec{q} \cdot \vec{n} dS = \int_{\Omega} \rho \dot{\xi} d\Omega + \int_{\Omega} \rho \vec{f} \cdot \vec{V} d\Omega \quad (2.6)$$

dove E è l'energia totale, \vec{q} rappresenta i flussi di calore attraverso la superficie S e ξ le sorgenti di energia interne al sistema.

Osservando tutte le equazioni finora scritte, ci si rende conto che si hanno 6 incognite (p, ρ, u, v, w, e) e cinque equazioni di governo, non sufficienti a chiudere il sistema. In caso di gas come l'aria si può approssimarne il comportamento con:

- la legge dei gas perfetti

$$\frac{p}{\rho} = \frac{R}{M} T \quad (2.7)$$

dove $M = 0,0180153 \text{ kg/mol}$ è la massa molare dell'aria e $R = 8314 \frac{\text{J}}{\text{molK}}$ è la costante universale dei gas. Questa equazione aggiunge tuttavia un'ulteriore incognita di temperatura T , per cui viene necessaria la prossima equazione

- definizione di energia interna

$$e = c_v T \quad (2.8)$$

dove c_v per i gas ideali è una costante e si identifica con il calore specifico a volume costante.

Si hanno ora 7 equazioni in 7 incognite, il sistema è chiuso. È opportuno notare che questo sistema accoppiato di equazioni alle derivate parziali non lineare presenta numerose difficoltà nella ricerca di una soluzione analitica. Fino ad oggi non esiste una soluzione generale in forma chiusa delle equazioni di Navier-Stokes. Per tale motivo si ricercano soluzioni approssimate per via numerica attraverso lo studio computazionale.

2.2.4 Incomprimibilità

Nel caso il fluido trattato sia un liquido, ci si può permettere di assumere che la variazione della densità con pressione e temperatura sia quasi nulla.

Si incontra quindi un flusso incomprimibile, dove la densità non è funzione di temperatura o pressione e le equazioni di continuità e quantità di moto si semplificano come segue:

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (2.9)$$

$$\rho \int_{\Omega} \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} d\Omega + \int_S \rho \vec{V} \vec{V} \cdot \hat{n} dS + \int_S \bar{p} \vec{I} \cdot \hat{n} dS - \int_S \vec{\tau} \cdot \hat{n} dS = 0 \quad (2.10)$$

Inoltre, senza la variazione di densità, il sistema in caso di liquidi vede disaccoppiata l'equazione dell'energia da quella di massa e di quantità di moto ed è impossibile trovare una correlazione tra le variabili termodinamiche. Quindi lo studio del campo di moto è studiato dall'equazione di conservazione di massa e quantità di moto, mentre l'equazione dell'energia è usata per i processi di scambio termico.

2.3 Flussi laminari e turbolenti

Si assume una corrente in condizioni di *free stream* con velocità uniforme V in direzione x . ($\vec{V} = V\hat{i}$) Supponendo di poter osservare le linee di flusso, ad esempio con un tracciante scalare passivo, si osserverebbero delle tracce parallele.

Questo tipo di flusso è un possibile flusso laminare (dal latino 'lamina') per suggerire un moto in cui diversi strati di fluido scivolano l'uno sull'altro, scambiandosi quantità di moto ed energia tramite diffusione attraverso meccanismi molecolari. [Bur12]

È tuttavia esperienza comune che questo tipo di flussi esistono unicamente in determinate circostanze. A causa dell'intrinseca instabilità riscontrabile nell'equazione di conservazione di quantità di moto, si osserva che la maggior parte di questi sono di carattere turbolento, flussi in cui il campo di moto è destabilizzato da fluttuazioni irregolari. Tale cambiamento negli attributi di flusso è talmente drastico da avere effetti diretti sulle caratteristiche globali della corrente e nelle forze agenti sui corpi immersi.

Osborne Reynolds ha fornito un contributo fondamentale allo studio della turbolenza attraverso i suoi esperimenti sulla transizione dallo stato laminare allo stato turbolento identificando un parametro adimensionale che regola suddetto fenomeno, conosciuto come numero di Reynolds.

$$Re = \frac{\rho UL}{\mu} \quad (2.11)$$

1 Reynolds O. *An experimental investigation of the circumstances which determine whether the motion of water in parallel channels shall be direct or sinuous and of the law of resistance in parallel channels*, Londra: The Royal Society Publishing, 1883 <https://doi.org/10.1098/rstl.1883.0029>

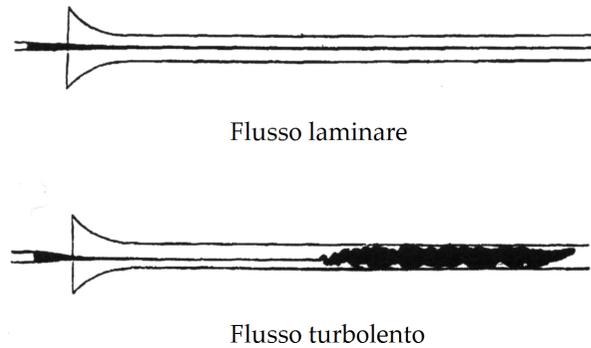


Figura 2.3: Disegni degli esperimenti tenuti da Reynolds a fine XIX secolo. ¹

Si nota che la turbolenza accresce unicamente quando il numero di Reynolds supera un determinato valore critico, che dipende dal tipo di flusso in studio. La transizione al turbolento può essere causata da diversi tipi di perturbazione, quali variazioni di temperatura, onde acustiche e vibrazioni, asperità di superficie o fluttuazioni di velocità.

Questa natura irregolare, in larga parte non predicibile, derivante dalla non linearità delle equazioni del moto, fa sì che questo fenomeno sia ancora uno dei problemi non risolti della fluidodinamica. [Bur12]

2.4 Flusso di strato limite

Quando il numero di Reynolds è sufficientemente alto, è possibile che gli effetti viscosi siano presenti entro alcuni strati fluidi adiacenti alla superficie del corpo, dove è presente vorticità, mentre nel flusso esterno le particelle si muovono come se appartenessero ad un fluido inviscido. Tale strato ha uno spessore nominale definito come la distanza dalla parete a un punto della corrente in cui la velocità è pari al 99% della velocità di free stream.

Tale concetto è stato introdotto per la prima volta da Prandtl nel 1904, chiamando *strato limite* questa regione di flusso. Partendo dall'assunzione che lo strato limite sia sottile, Prandtl sviluppò una teoria matematica semplificata per studiare il fenomeno.

Si ipotizza che lo spessore dello strato limite δ sia piccolo rispetto a qualsiasi dimensione L in cui avviene una variazione di velocità in direzione x , così che $\delta/L \ll 1$. Il valore di velocità a parete U_w è nulla, mentre all'esterno dello strato limite è pari alla velocità esterna U_e ; detto ciò, è evidente come la velocità vari molto rapidamente all'interno di questa regione fluida.

Assumendo un flusso bidimensionale e che la velocità vari più rapidamente in

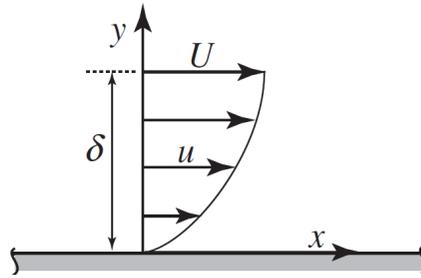


Figura 2.4: Profilo di strato limite [Bur12]

direzione y che in direzione x , si possono scrivere le seguenti approssimazioni:

$$\delta/L \ll 1 \quad , \quad v \ll u \quad (2.12)$$

$$\left| \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right| \ll \left| \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right| \quad , \quad \left| \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \right| \ll \left| \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right| \quad (2.13)$$

Le equazioni di Navier-Stokes 2D incomprimibili con le ipotesi fatte si semplificano come segue:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2.14)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (2.15)$$

$$\frac{\partial p}{\partial y} = 0 \quad (2.16)$$

Lo strato limite può essere laminare o turbolento a seconda del numero di Reynolds della corrente. Per bassi numeri di Reynolds lo strato limite è laminare e il profilo di velocità cambia linearmente dalla parete all'esterno. Per alti numeri di Reynolds il flusso di strato limite si fa turbolento e si caratterizza da moti vorticosi internamente allo strato limite.

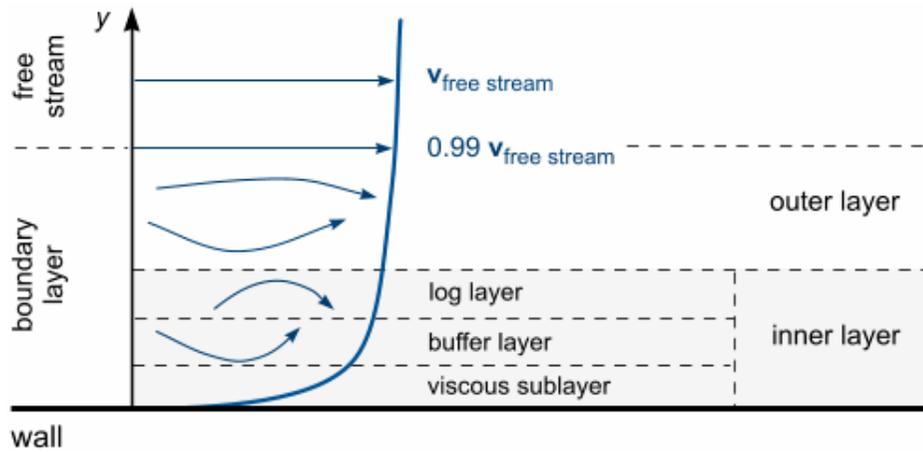


Figura 2.5: Strato limite turbolento, regioni[Sie21]

Lo strato limite turbolento si può dividere in due regioni principali:

- *outer layer*, dominato dagli effetti turbolenti è una zona di raccordo tra l'inner layer e il flusso esterno;
- *inner layer*, che si espande per circa il 20% dello spessore totale di strato limite, è a suo modo suddiviso in tre sublayer.

Per definire il campo di moto internamente a queste ulteriori regioni si definiscono le seguenti grandezze adimensionali di distanza da parete e velocità:

$$y^+ = \frac{y}{l_v} \quad , \quad u^+ = \frac{u}{u_\tau} \quad (2.17)$$

dove $u_\tau = \sqrt{\tau_w/\rho}$ è la velocità d'attrito e $l_v = \mu/u_\tau$ è la lunghezza di scala viscosa.

Come mostrato in [Figura 2.5](#), l'inner layer si suddivide in:

- *viscous sublayer*, la regione più vicina alla parete caratterizzata da un valore $y^+ < 5$ ed è dominata dagli effetti viscosi. Il profilo di velocità adimensionalizzato viene identificato dalla relazione:

$$u^+ = y^+ \quad (2.18)$$

- *logarithmic layer*, caratterizzata da un valore di $y^+ > 30$, il profilo di velocità adimensionalizzato è descritto da:

$$u^+ = \frac{1}{k} \ln y^+ + C \quad (2.19)$$

dove $k = 0.41$ è la costante di Von Karman e $C = 5.1$ è la costante di Coles.

- *buffer layer*, una regione di raccordo, caratterizzata da $5 < y^+ < 30$. In questa zona si produce la maggior parte dell'energia cinetica turbolenta (tke).

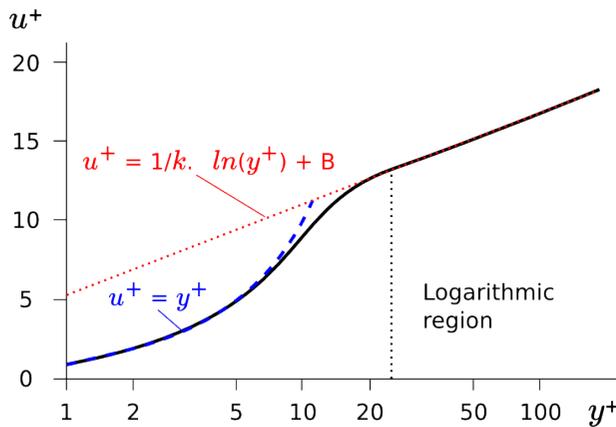


Figura 2.6: Grafico semi-logaritmico del profilo di velocità adimensionalizzato ²

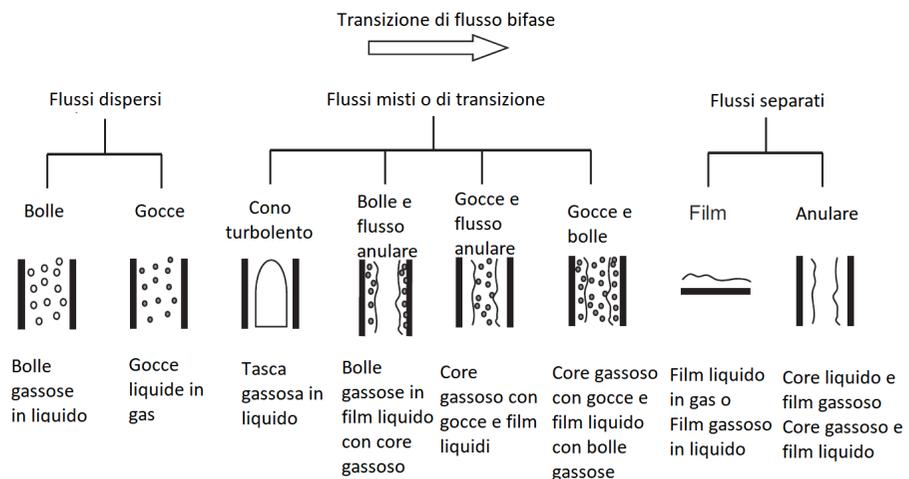
² Immagine di GeeZ sotto licenza CC BY-SA 3.0, https://www.cfd-online.com/Wiki/File:Img_lawOfTheWall_whiteBG.png

2.5 Flussi multifase

Un flusso multifase può essere descritto come un sistema di due o più fasi distinte o con una miscela di queste, spaziate da una specie di "fase di separazione" su una scala molto superiore di quella molecolare.

Si possono classificare a seconda dello stato della materia con cui avviene il fenomeno:

- gas-solido, particelle solide sospese nella fase gassosa; la mutua interazione tra le due particelle è da tenere in considerazione quando la densità numerica delle particelle solide è così elevata da prevedere collisioni tanto frequenti da modificare significativamente il moto dei corpi. Altrimenti, nel caso di particelle molto diluite nel gas, questa ulteriore interazione può non tenersi in considerazione in quanto il termine dominante per il moto è causato dal gas;
- liquido-solido, trasporto di particelle solide in un flusso liquido. La differenza con la tipologia di multifase gas-solido è nel rapporto di densità tra le due fasi che solitamente è bassa. Questo porta le due fasi ad essere trasportate principalmente dai gradienti di pressione;
- gas-liquido, è una tipologia di flusso multifase che può assumere diverse configurazioni:
 - flussi dispersi, come il moto di bolle gassose internamente ad un liquido o le gocce di un liquido in un continuo gassoso;
 - flussi separati, come i film di liquido in un gas, film di gas in un liquido, i flussi anulari con un nucleo gassoso e un film liquido e viceversa. In tale categoria ricadono anche i moti di superficie a pelo libero (*free surface flows*);
 - flussi misti, che denotano fenomeni di transizione tra i due casi precedenti.



2.5.1 Free Surface Flows

I flussi di pelo libero, o free surface flows, sono flussi multifase che vedono le due o più fasi considerate separate da una distinta interfaccia. Sono soliti avere una grande differenza di densità tra gas e liquido (in caso di acqua, aria si ha un rapporto ρ_{acqua}/ρ_{aria} di un fattore 1000). A causa di ciò, l'inerzia dell'aria è trascurabile rispetto a quella del liquido e l'unica influenza che il gas esercita è sulla superficie liquida attraverso la pressione.

Gran complessità nell'analisi di questa tipologia di flussi è data dalla condizione al contorno in movimento della superficie di pelo libero che fa in modo che anche per il più semplice dei problemi serva una risoluzione numerica.[YT19b]

3.1 Introduzione alla CFD

La fluidodinamica computazionale (Computational Fluid Dynamics, CFD) è quella branca della fluidodinamica che utilizza metodi numerici per analizzare e risolvere flussi fluidi altrimenti irrisolvibili mediante metodi analitici, nonostante un certo grado di errore da tenere in considerazione.

Tale metodo richiede quindi una validazione empirica del fenomeno studiato tramite test sperimentali di laboratorio, come banchi prova, gallerie del vento, o prove dal vero (ad esempio in pista o in volo).

Seppur sia necessaria in ultima fase la sperimentazione, questa branca è largamente adottata come strumento di design durante le fasi di sviluppo. In particolare, nell'industria è indispensabile per completare la prototipazione virtuale di un corpo/strumento le cui caratteristiche fluidodinamiche possono essere simulate prima della prototipazione "fisica", abbassando drasticamente i costi di progetto del prodotto ed accorciando significativamente i tempi di design.

Attraverso super-computer (cluster computazionali), è permesso raggiungere soluzioni sempre più accurate di problemi complessi oggi fulcro di studio di ricerca come i flussi transonici e i flussi turbolenti. La CFD viene applicata a molteplici campi di studio sia ingegneristici sia di ricerca, tra cui: analisi aerodinamica, simulazioni meteorologiche, ingegneria ambientale e scienze naturali, ingegneria biomedica, design industriale di sistemi, studi di combustione in ambito automotive e aerospaziale, fenomeni di scambio termico, ecc.

In seguito, si mostrano le tecniche necessarie per affrontare un problema CFD:

- pre-processing di geometria e dominio fluido;
- modellazione matematica delle equazioni di Navier-Stokes;
- metodi numerici di discretizzazione, spaziale e temporale;
- post-processing dei risultati.

3.2 Metodi di discretizzazione

I metodi di discretizzazione sono metodi di approssimazione per convertire un sistema di equazioni differenziali in un sistema di equazioni algebriche in un certo insieme di posizionamenti discreti nello spazio e nel tempo. Nelle prossime sezioni si enunciano le metodologie più importanti.

3.2.1 Metodo delle differenze finite

È il metodo più semplice e vecchio di risoluzione numerica per equazioni alle derivate parziali. Si parte dalle equazioni di conservazione in forma differenziale, la discretizzazione è effettuata su una griglia (vedi Figura 3.1), in cui ad ogni punto le derivate parziali vengono approssimate in termini di valori nodali delle funzioni. Si ha, quindi, una equazione algebrica per nodo di griglia, in cui il valore delle variabili è l'incognita del sistema.

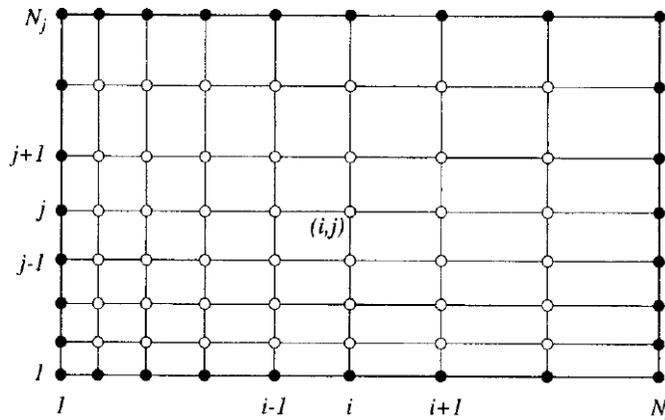


Figura 3.1: Griglia 2D nodale per differenze finite.

Con un'espansione in serie di Taylor o un fitting polinomiale si ricavano approssimazioni di derivata prima e seconda delle variabili rispetto alle coordinate di griglia; se necessario, è possibile ottenere informazioni anche in punti non nodali tramite interpolazione delle soluzioni.

Particolarmente efficace in caso di griglie strutturate, ai cui nodi si usa applicare schemi di ordine superiore. I problemi principali di questi metodi sono: divergenza in casi specifici laddove si hanno singolarità matematiche, a meno di specifici trattamenti delle equazioni in quei casi, e la restrizione a casi con geometrie semplici, implicando la grande difficoltà di utilizzo in caso di flussi complessi.

3.2.2 Metodo dei volumi finiti

Il metodo dei volumi finiti utilizza la forma integrale delle equazioni di conservazione. Il dominio di calcolo è suddiviso in un numero finito di volumi di controllo ad ognuno delle quali vengono applicate le equazioni di conservazione.

Le variabili di flusso sono calcolate e applicate al centroide di ogni volume. Per ottenere informazioni sulle superfici dei volumi si attua una interpolazione tra le celle adiacenti. Gli integrali di superficie e di volume vengono approssimati usando delle formule di quadratura, infine si ottiene un set di equazioni algebriche per ogni volume di controllo. Sommando tutte le equazioni di cella è possibile ottenere l'equazione di conservazione globale.

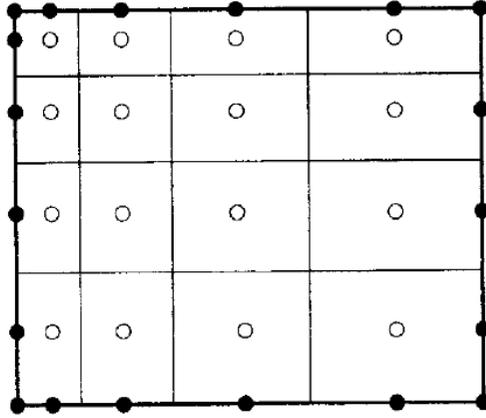


Figura 3.2: Mesh ai volumi finiti.

Questo metodo permette l'utilizzo in semplicità di qualsiasi tipo di griglia computazionale, adattandosi quindi a geometrie anche molto complesse.

Per costruzione, basandosi sulle equazioni in forma integrale, è conservativo; non presenta quindi i problemi sulle divergenze che si possono avere in alcuni casi con le differenze finite. Questa adattabilità ha permesso a tale metodo di diventare il metodo più comune di discretizzazione in fluidodinamica computazionale in ambito ingegneristico.

Integrando nel tempo e discretizzando ai volumi finiti le equazioni di Navier-Stokes per l'incompressibile si ottiene:

$$\sum_s \vec{u}_s \cdot \hat{n} \Delta S_s = 0 \quad (3.1)$$

$$\begin{aligned} \rho(u^{k+1} - u^k) \Delta V + \Delta t \rho \sum_s (u^k \vec{u}^k \cdot \hat{n}_s) \Delta S_s = \\ = -\Delta t \sum_s (p^k n_y)_s \Delta S_s + \Delta t \left(\sum_s (\mu \nabla u \cdot \hat{n})_s \right) \Delta S_s \end{aligned} \quad (3.2)$$

dove $\Delta t = t^{k+1} - t^k$, in cui t^k rappresenta il tempo corrente e t^{k+1} , il tempo simulato direttamente successivo. L'Equazione (3.1) rappresenta l'equazione di continuità, mentre l'Equazione (3.2) l'equazione di quantità di moto in direzione x . [DAm20]

Lo svantaggio di tale metodo si identifica negli ordini di accuratezza inferiori rispetto agli schemi a differenze finite a causa della difficoltà nel svilupparne di ottimali per questa tipologia di discretizzazione. Solitamente infatti, si arriva massimo al secondo ordine. Questo poiché si attraversano 3 livelli di approssimazione durante il processo: interpolazione, differenziazione e integrazione. [FP02]

3.3 Problemi non stazionari

Nel calcolo di flussi non stazionari, si ha una "quarta direzione" da prendere in considerazione: ovvero la coordinata temporale. Anch'essa deve essere discretizzata.

La differenza più grande rispetto alla discretizzazione spaziale risiede nella direzione di influenza: mentre in un problema subsonico abbiamo che l'influenza di una forza si fa sentire in ogni direzione del flusso, con l'avanzamento temporale abbiamo invece che, per principio di causalità, un certo istante influenzerà unicamente l'istante successivo e non il contrario.

Ciò implica anche che non è possibile imporre condizioni alla soluzione (a parte sulle condizioni al contorno) in qualsiasi istante successivo all'inizio della simulazione. Tutto ciò ha una importanza fondamentale nella scelta della strategia risolutiva nell'affrontare il problema. [FP02]

Lo schema più semplice di avanzamento temporale di tipo Runge-Kutta è chiamato metodo di Eulero esplicito, questa procedura permette di risolvere delle equazioni differenziali ordinarie dato un valore iniziale.

Tale metodo è evolutivo, permettendo ogni volta di aggiornare la soluzione da t_k di un passo temporale a t_{k+1} , t_{k+2} , ecc.. Non è iterativo: ogni volta aggiorna interamente la stessa soluzione facendo riferimento unicamente alla soluzione al passo corrente t_k .

Si usa come esempio una generica equazione $y(t)$:

$$y_{k+1} = y_k + \Delta t \Phi(t_k, y_k; h) \tag{3.3}$$

Questo metodo, per quanto semplice e popolare negli anni passati e presenta problemi di instabilità a seconda del passo temporale scelto.

Questo metodo è infatti stabile solo quando è soddisfatta la condizione CFL (Courant - Friedrichs - Lewy) che impone la seguente condizione:

$$CFL = u \frac{\Delta t}{\Delta x} < 1 \tag{3.4}$$

traducendosi in:

$$\Delta t < \frac{\Delta x}{u} \tag{3.5}$$

dove Δt è il passo temporale, Δx è il passo spaziale e u è la velocità di trasporto della quantità y . Tale condizione può essere interpretata con il fatto che la particella non può muoversi, in un singolo timestep, più della distanza di una unità di griglia.

Questa restrizione sul rateo di propagazione dell'informazione può anche apparire ragionevole, tuttavia ha in sé un limite alla velocità di convergenza che può raggiungere quando si utilizza questo schema per trovare soluzione ad un problema stazionario.

Inoltre, anche se tale metodo è stato popolare per tanti anni e continua ad essere utilizzato tutt'oggi, il criterio di limitazione al timestep che si deve rispettare può spesso essere troppo restrittivo a fini pratici di simulazione.

Un metodo che non deve sottostare a questo criterio è il metodo di Eulero implicito, un altro metodo one-step:

$$y_{k+1} = y_k + \Delta t \Phi(t_k, y_k, y_{k+1}; h) \quad (3.6)$$

Questo metodo coinvolge per trovare la soluzione y_{k+1} anche la soluzione stessa. La complicazione è che per risolvere tale schema si deve affrontare un sistema di equazioni da risolvere. Tuttavia, la caratteristica di tale metodo di essere incondizionatamente stabile permette l'utilizzo di timestep più grandi, poiché i solutori di matrici implicite sono solitamente numericamente più stabili, sopportando valori di CFL più grandi dell'unità. [Pie19] [FP02]

3.4 I modelli matematici

I termini non lineari delle equazioni di quantità di moto e dell'energia non sono unicamente osservazioni di carattere matematico, ma l'origine delle più grandi complicazioni presenti in fluidodinamica. Alcune delle implicazioni sono:

- la non linearità; causata dal termine convettivo delle equazioni è la responsabile generatrice della turbolenza, ascrivibile come causa della spontanea instabilità del flusso;
- in campo comprimibile; la non linearità porta alla nascita di onde d'urto nei flussi supersonici, identificabili come discontinuità attraverso cui le quantità fisiche hanno un salto a gradino;
- i flussi bifase con superficie a pelo libero producono non linearità nel campo di moto (rottura delle onde);
- dalla non linearità delle equazioni possono scaturire soluzioni non univoche.

Risolvere il campo di moto completamente e a tutte le scale turbolente richiede un tempo e una capacità di calcolo tuttora proibitivi a meno di problemi semplici o bidimensionali. Si è per questo giunti a modelli che comportano certi livelli di approssimazione a seconda dell'accuratezza desiderata e della capacità di calcolo disponibile. .

3.4.1 Direct Numerical Simulation

La DNS è ad un grado di semplificazione nulla in quanto risolve le equazioni di Navier-Stokes senza apportare alcuna semplificazione al termine convettivo non lineare.

La dimensione del più piccolo vortice nei flussi turbolenti è inversamente proporzionale a $Re^{3/4}$. Dato un dominio tridimensionale necessitante di N^3 punti di griglia, $N^3 = Re^{9/4}$ e determinato che il tempo scala del più piccolo vortice possibile è proporzionale a $Re^{3/4}$, si può determinare nel caso di turbolenza omogenea del campo di moto un tempo computazionale proporzionale a Re^3 . Per applicazioni industriali realistiche $Re \approx 10^6 \div 10^7$, imponendo una impossibilità fattuale sull'utilizzo di questo metodo.

3.4.2 Large Eddy Simulation

La Large Eddy Simulation, o LES, è una tecnica che permette la simulazione delle scale più grandi, filtrando le scale minori del flusso e risolvendole applicando a questi range turbolenti dei modelli di sotto-griglia.

Si identifica una certa scala L dei vortici che si intende non processare poiché troppo costosi per tempi e allocazione computazionale, concentrando gli sforzi sulle scale maggiori.

Facendo un esempio su di una griglia 2D, si mostra in [Figura 3.3](#) come la mesh deve avere la capacità di risolvere vortici fino ad una scala determinata, oltre la quale si ricorre ai *sub-grid models* (da best practice, i vortici simulati devono contenere l'80% dell'energia cinetica turbolenta del campo di moto). Sul resto del dominio fluido filtrato si effettua quindi una DNS.

Ancora tuttavia, si osservano tempi computazionali troppo costosi per poter essere un modello matematico utilizzabile su scala industriale, poiché, sebbene sia stata effettuata una semplificazione, i tempi di calcolo sono direttamente proporzionali a $Re^{9/4}$.

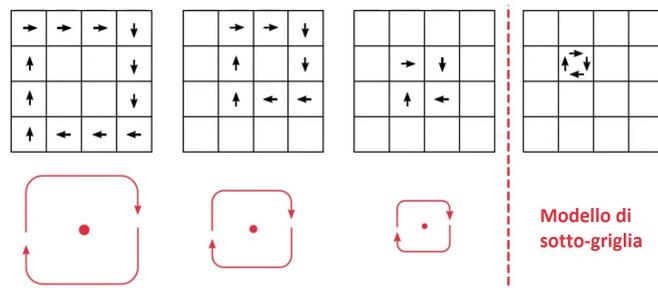


Figura 3.3: Mesh e modelli di sotto-griglia.³

³ Immagine di Aidan Wimshurst. <https://www.fluidmechanics101.com/index.html>

3.4.3 Reynolds-averaged Navier-Stokes

I precedenti metodi presentati molto spesso si concentrano su una elevata precisione nel predire i moti turbolenti e le loro quantità fisiche.

Solitamente nell'ingegneria ci si focalizza su poche proprietà quantitative del flusso turbolento, come le forze medie applicate ai corpi e le loro distribuzioni, l'entità del miscelamento di due getti fluidi, le sostanze reagenti in una simulazione chimica. Per questi scopi, le precedenti soluzioni sono eccessivamente precise e costose.

L'approccio delle equazioni di Navier-Stokes mediate alla Reynolds (RANS) è quello seguito nella stragrande maggioranza delle applicazioni industriali e anche quello usato in questo lavoro di tesi.

Per ricavare le RANS si parte dalla scomposizione delle variabili in un valore mediato nel tempo, $\bar{\phi}$, e in un valore fluttuante di tale quantità, ϕ' :

$$\phi(x_i, t) = \bar{\phi}(x_i) + \phi'(x_i, t) \quad (3.7)$$

dove, nel caso di flusso statisticamente statico:

$$\bar{\phi}(x_i) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T \phi(x_i, t) dt \quad (3.8)$$

In cui t è il tempo e T è l'intervallo di tempo considerato per effettuare la media, sufficientemente grande rispetto al tempo scala delle fluttuazioni.

In caso di flussi non stazionari, cambia il termine $\bar{\phi}$. Poiché non è possibile usare una media temporale, questa si rimpiazza con la media d'insieme:

$$\bar{\phi}(x_i, t) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N \phi(x_i, t) \quad (3.9)$$

dove N è il numero di elementi dell'insieme, che deve essere abbastanza grande da eliminare gli effetti delle fluttuazioni.

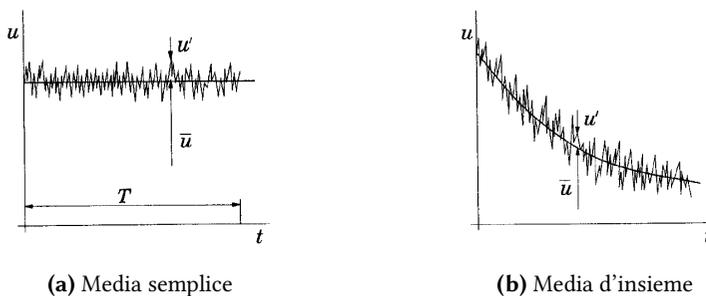


Figura 3.4: Esplicazione a grafico dei concetti. In [Figura 3.4 \(a\)](#) si mostra la media temporale per un flusso statisticamente stazionario, mentre in [Figura 3.4 \(b\)](#) la media d'insieme per un flusso non stazionario. [FP02]

Con l'acronimo RANS si raggruppano entrambi questi metodi di medie temporali, tuttavia nel secondo caso si fa riferimento anche a *URANS* (Unsteady RANS).

Sostituendo i termini ed elaborando, si giunge alle equazione di Navier-Stokes mediate alla Reynolds:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{u}) = 0 \quad (3.10)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{u}) + \nabla \cdot (\rho \bar{u} \otimes \bar{u}) = -\nabla \cdot \bar{p} \mathbf{I} + \nabla \cdot (\bar{\mathbf{T}} + \mathbf{T}_{RANS}) + f_b \quad (3.11)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{E}) + \nabla \cdot (\rho \bar{E} \bar{u}) = -\nabla \cdot \bar{p} \bar{u} + \nabla \cdot (\bar{\mathbf{T}} + \mathbf{T}_{RANS}) \bar{u} - \nabla \cdot \bar{q} + f_b \bar{u} \quad (3.12)$$

dove ρ è la densità, \bar{u} è il vettore di velocità media, \bar{p} è la pressione media, \mathbf{I} è la matrice identità, $\bar{\mathbf{T}}$ è la matrice media degli sforzi viscosi, \mathbf{T}_{RANS} è la matrice degli sforzi di Reynolds, f_b è la risultante delle forze di campo, \bar{E} è l'energia totale media per unità di massa e \bar{q} è il vettore del flusso di calore mediato.

La prima equazione rappresenta la continuità, la seconda rappresenta in modo compatto le tre equazioni di conservazione della quantità di moto e la quarta equazione esprime la conservazione dell'energia.

Nelle ultime due equazioni in particolare si osserva la presenza di un termine aggiuntivo, assente nelle equazioni non mediate: il tensore degli sforzi di Reynolds, \mathbf{T}_{RANS} :

$$\mathbf{T}_{RANS} = -\rho \begin{pmatrix} \overline{u'u'} & \overline{u'v'} & \overline{u'w'} \\ \overline{u'v'} & \overline{v'v'} & \overline{v'w'} \\ \overline{u'w'} & \overline{v'w'} & \overline{w'w'} \end{pmatrix} + \frac{2}{3} \rho k \mathbf{I} \quad (3.13)$$

dove k è l'energia cinetica turbolenta.

I valori di matrice $\overline{u'_i u'_j}$ rappresentano la correlazione tra le fluttuazioni di velocità nelle 3 direzioni cartesiane. Essendo questo tensore simmetrico, la presenza degli stress di Reynolds aggiunge 6 incognite al sistema, significando quindi che il problema non è più chiuso. [FP02] [Sie21]

3.4.4 Modelli di turbolenza

I modelli di chiusura, o di turbolenza, servono a chiudere il sistema di equazioni RANS facendo assunzioni per diminuire il numero di incognite e aggiungendo una o più equazioni.

Esistono due approcci basilari al problema della chiusura nel software di riferimento di questa tesi:

- modelli di trasporto degli sforzi di Reynolds; questi modelli risolvono un'equazione di trasporto per ognuno dei termini $\overline{u'_i u'_j}$, per un totale di 6 ulteriori equazioni. Sono raccomandati quando la turbolenza da risolvere presenta forti anisotropie;
- i modelli alla Boussinesq; sono modelli che si rifanno al concetto di viscosità turbolenta μ_T per modellare il tensore degli sforzi viscosi, cercando di ricostruire T_{RANS} rifacendosi ai valori medi del flusso. L'assunzione di base è che il tensore degli sforzi di Reynolds sia linearmente proporzionale alle velocità di deformazione e quindi non venga considerata l'anisotropia della turbolenza. I modelli alla Boussinesq più utilizzati sono:
 - Spalart-Allmaras; utilizzati per flussi esterni in cui la corrente è fortemente attaccata al corpo o comunque vi è una separazione poco accentuata. Una sola equazione aggiuntiva viene risolta;
 - $k - \epsilon$; apportano un ottimo compromesso tra robustezza, costo computazionale e precisione. Sono solitamente utilizzati in applicazioni industriali con complessi ricircoli di fluido, con o senza scambi termici.

I modelli $k-\epsilon$ risolvono due equazioni aggiuntive, una che risolve il trasporto dell'energia cinetica turbolenta k e una per il rateo di dissipazione viscosa ϵ ;

- $k - \omega$; simili ai precedenti ma la seconda variabile trasportata risolta per determinare la viscosità turbolenta μ_T è in questo caso l'entità di dissipazione viscosa per unità di energia cinetica turbolenta ω . Succede spesso che questi due ultimi modelli abbiano risultati molto simili, senza portare a grandi stravolgimenti dei fenomeni simulati. Come per Spalart-Allmaras, l'utilizzo dei modelli $k - \omega$ è principalmente supportato nei calcoli per studi aerospaziali.[Sie21]

3.5 Flussi multifase - Free Surface Flows

L'immiscibilità di due fluidi è il risultato di una elevata forza di coesione che esiste tra le molecole e dipende dalla natura dei fluidi del fenomeno. Esistono diversi metodi che prendono in discussione l'immiscibilità tra fluidi, il tutto complicato sempre dalla presenza di una interfaccia ben definita a separarli.

Gli esempi più comuni si hanno nell'apparizione pseudo-periodica di bolle di gas a forma di proiettile che ostruiscono il passaggio all'interno di un condotto oppure nelle superfici a pelo libero come in ambiente navale con interazione acqua-vento e onde non stazionarie.

Risulta quindi fondamentale determinare con precisione la posizione dell'interfaccia tra le due fasi fluide tramite accurati algoritmi risolutivi.

Sono due le famiglie principali di metodi esistenti per la risoluzione di interfacce fluide con mesh euleriane arbitrarie:

- i metodi superficiali, (*interface tracking*): oggetto di sviluppo in passato, la maggior parte di questi sono progettati per lavorare assieme ad una griglia strutturata con metodi alle differenze finite o ai volumi finiti, con la griglia a cui è permesso di muoversi verticalmente (Figura 3.5).

Sono essenzialmente limitati a flussi con una superficie di pelo libero poco pendente (a causa della limitazione data dall'approccio tracciante dell'interfaccia) e per geometrie semplici (per la limitazione di poter essere usati con griglie strutturate ed una direzione predefinita entro cui i nodi della griglia possono spostarsi).

Possono essere utilizzati per flussi "sguazzanti" (*sloshing flows*) con moderata ampiezza ondososa per cui è necessaria poca inclinazione dell'interfaccia rispetto all'orizzontale.

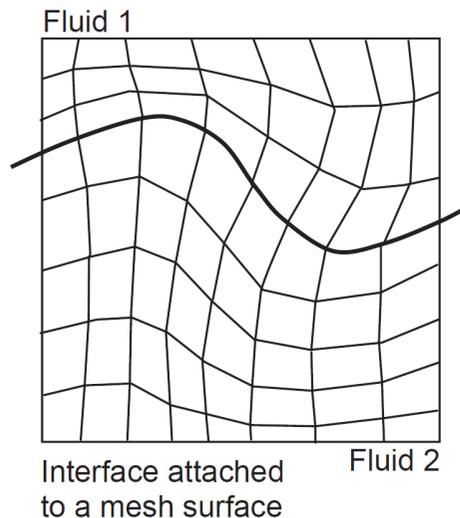


Figura 3.5: Interface tracking.[YT19a]

- i metodi volumetrici, (*interface capturing*); uno dei primi metodi sviluppato fu lo schema MAC (*Marker-and-Cells*). In questo metodo come condizione iniziale venivano introdotte nella fase fluida, accanto al pelo libero, particelle senza massa. Il moto di queste veniva seguito e il dominio computazionale poteva estendersi oltre la free surface e la sua posizione veniva definita osservando la distribuzione di queste particelle dette "marker". Questo schema risulta tuttavia computazionalmente costoso soprattutto in caso di flussi 3D poiché in aggiunta alla risoluzione del campo di moto euleriano, il solutore deve seguire anche il moto di una gran numero di particelle.

Più successo è stato ottenuto dallo schema *Volume of Fluid*, o VOF, presentato da Hirt e Nichols nel 1981 come un metodo più flessibile ed efficiente nel trattare complicate condizioni al contorno di pelo libero. [MP17] [YT19b]

3.5.1 Volume of Fluid

La tecnica Volume of Fluid è descritta da Hirt e Nichols come una tecnica semplice ed efficiente per trattare numericamente le interfacce tra fluidi come delimitazioni di flusso in mesh euleriane. Tale approccio è più efficiente degli schemi MAC e permette di simulare complessi flussi di free surface.

Questo modello assume che la mesh sia sufficientemente raffinata da risolvere posizione e forma dell'interfaccia tra le fasi.

La distribuzione delle fasi e la posizione dell'interfaccia sono descritte da un termine chiamato "volume fraction" α_i , definito come:

$$\alpha_i = \frac{V_i}{V} \quad (3.14)$$

dove V_i è il volume di cella occupato dalla fase i -esima e V è il volume totale della cella. Per definizione, la somma delle volume fraction di tutte le fasi in una cella deve avere valore unitario:

$$\sum_{i=1}^N \alpha_i = 1 \quad (3.15)$$

dove N è il numero delle fasi presenti nel sistema.

A seconda del valore di volume fraction di cella, si può distinguere la presenza o meno di una fase al suo interno:

- $\alpha_i = 0 \rightarrow$ la fase i è assente dall'elemento;
- $\alpha_i = 1 \rightarrow$ la fase i riempie totalmente la cella;
- $0 < \alpha_i < 1 \rightarrow$ presenza di interfaccia tra le fasi.

Le proprietà fisiche del fluido in fase mista sono elaborate con una media pesata:

$$\rho = \sum_i \rho_i \alpha_i \quad , \quad \mu = \sum_i \mu_i \alpha_i \quad , \quad C_p = \sum_i \frac{(C_p)_i \rho_i}{\rho} \alpha_i \quad (3.16)$$

dove ρ_i è la densità, μ_i è la viscosità dinamica e $(C_p)_i$ è il calore specifico delle fasi i -esime.

Per trasportare la fase i c'è una apposita legge di conservazione di massa di fase.

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \alpha_i dV + \oint_A \alpha_i \vec{u} \cdot d\vec{A} = \int_V \left(S_{\alpha_i} - \frac{\alpha_i D\rho_i}{\rho_i Dt} \right) dV - \int_V \frac{1}{\rho_i} \nabla \cdot (\alpha_i \rho_i \vec{u}_{d,i}) dV \quad (3.17)$$

dove \vec{A} è il vettore superficie, \vec{u} è il vettore di velocità della fase mista, $\vec{u}_{d,i}$ è la velocità di diffusione, S_{α_i} è un termine sorgente di fase i definita dall'utente e $D\rho_i/Dt$ è la derivata materiale della densità della fase i -esima.

Nel caso sia presente un valore di *sharpening factor* non nullo, viene aggiunto un termine all'equazione di trasporto del VOF:

$$\nabla \cdot (\vec{u}_{C_i} \alpha_i (1 - \alpha_i)) \quad (3.18)$$

dove \vec{u}_{C_i} è definito in tal guisa:

$$\vec{u}_{C_i} = C_\alpha |\vec{u}| \frac{\nabla \alpha_i}{|\nabla \alpha_i|} \quad (3.19)$$

Dove C_α è sharpening factor. \vec{u}_{C_i} ha il compito di ridurre la diffusione numerica. Alzando questo valore è possibile diminuire la diffusione numerica e restringere il dominio della fase fluida mista, raffinando così la discretizzazione dell'interfaccia. Questo beneficio viene a discapito del tempo computazionale richiesto per preservare la conservazione dell'equazione di trasporto del VOF.

Per discretizzare la regione di contatto tra le fasi, gli schemi upwind al primo o al secondo ordine di accuratezza diffondono oltremodo l'interfaccia e introducono un mix artificiale dei due fluidi, la fase mista, di spessore troppo grande.

Esistono schemi applicabili al termine non lineare convettivo delle equazioni che permettono di assottigliare lo spessore di questa fase mista che viene a crearsi alla superficie di contatto, permettendo di raffinare il profilo d'interfaccia.

STAR-CCM+ utilizza il metodo di *High Resolution Interface Capturing* (HRIC), in grado di tracciare più fedelmente l'interfaccia, utilizzando il valore locale del CFL come criterio per applicare appositi fattori correttivi.

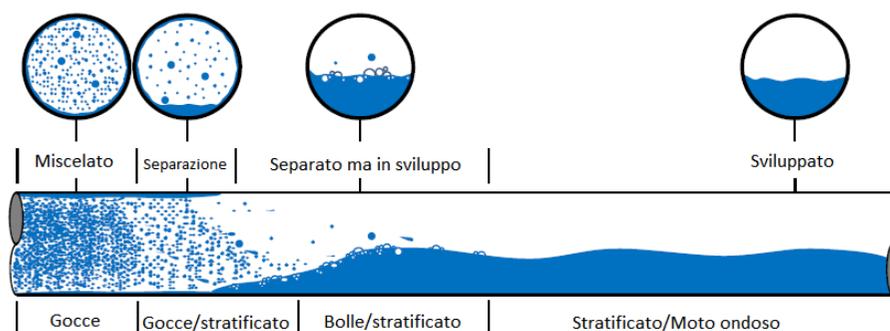


Figura 3.6: Sequenza di fasi di transizione di un flusso multifase.[Sie21]

Guardando la [Figura 3.6](#), si mostra la transizione tra diverse scale di flusso multifase. Visto che i metodi di interface capturing si basano sulla risoluzione completa dell'interfaccia in caso di flussi multi-scala, quando serve modellare il regime di flusso disperso sotto forma di gocce, questo metodo può diventare estremamente costoso e proibitivo a livello di mesh richiesta ed è quindi sconsigliato.

I flussi per cui conviene tale metodo sono quindi quelli più sviluppati, visibili a destra della figura. In [Figura 3.7](#) si mostra visivamente come nel caso di sinistra

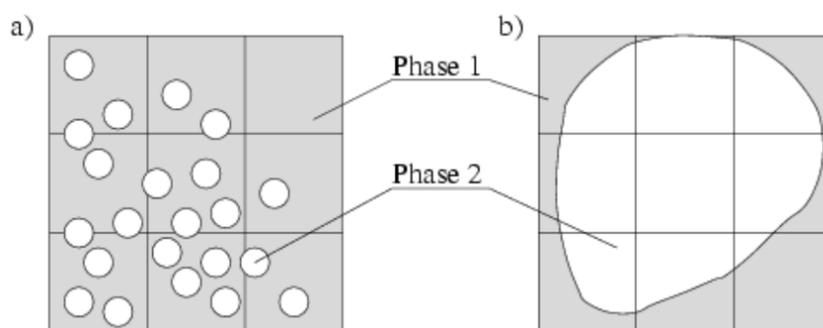


Figura 3.7: Mesh, interface capturing di scale multifase.[Sie21]

la scala del fenomeno da rilevare sia troppo piccola per la griglia scelta. Nel caso a destra si mostra come può avvenire la corretta cattura di una goccia (o una bolla) e la risoluzione di griglia minima richiesta per rilevare il fenomeno.[HN81] [MP17] [Sie21]

3.6 Boundary Conditions e Initial Conditions

A completamento del sistema per risolvere un modello matematico, è necessario specificare alcune condizioni al contorno del dominio di calcolo.

Esistono numerosi tipi di condizioni al contorno, tuttavia sono tre i più comuni:

- la condizione di Dirichlet specifica direttamente il valore di una variabile. Utile quando un certo valore deve essere imposto ad una superficie e non deve variare nel tempo. Ad esempio, la *no-slip condition* che impone velocità nulla alla parete di un corpo solido da simulare. Data una generica variabile Φ può essere espressa come segue:

$$\int_{\partial\Omega} \Phi d\Omega = c \tag{3.20}$$

dove Ω è il dominio fluido, $\partial\Omega$ è una frontiera del dominio, c è una costante;

- la condizione di Neumann specifica la derivata di una variabile sul contorno. Viene utilizzata principalmente quando ad una variabile deve essere imposto un certo grado di variazione. Ad esempio, la condizione di fluido completamente sviluppato da imporre all'outlet della simulazione dove il gradiente delle variabili di flusso è imposto nullo.

$$\int_{\partial\Omega} \frac{\partial\Phi}{\partial\hat{n}} d\Omega = c \tag{3.21}$$

dove \hat{n} è il versore normale alla superficie di contorno;

- la condizione di Robin specifica una combinazione di valori e derivata di una variabile ad un contorno. Usata per BC più complesse.

3.7 Mesh

Star-CCM+ fornisce varie possibilità di celle di volume, quali:

- celle tetraedriche: sono la via più facile e veloce per meshare un dato volume di controllo con il minor numero di memoria occupata. Non avendo direzioni preferenziali sono un tipo di mesh ormai poco utilizzato.
- celle *trimmed*: sono una via robusta ed efficiente per produrre una griglia di alta qualità per geometria semplici o complesse. Sono meno accurate delle celle poliedriche ma il tempo impiegato per generare questo tipo di griglia è inferiore. Solitamente sono utilizzate per applicazioni in flussi esterni;
- celle poliedriche: sono una soluzione bilanciata per problemi complessi di generazione di mesh e sono molto adattabili. Facile da costruire per l'utente ed efficienti, contengono circa cinque volte meno celle di una mesh tetraedrica.
L'alto livello di accuratezza che forniscono è contrastato dal tempo necessario a costruire tale griglia di calcolo.
Solitamente sono utilizzate per flussi interni, dove bene si adattano a geometrie complesse.
- celle di *prism layer*: si usano per discretizzare il campo di moto direttamente adiacente alle pareti con condizioni di no-slip. Servono a catturare lo strato limite;
- celle *thin*: generano un volume prismatico di celle quando gli spazi sono troppo piccoli per avere una buona qualità di mesh con gli altri generatori detti prima. Sono solitamente utilizzate in studi di scambi termici per discretizzare i solidi. [Sie21]

I motori elettrici, che verranno in questo lavoro richiamati sotto il nome di eMotor, sono dispositivi che convertono energia elettrica in energia magnetica ed in ultima fase in energia meccanica.

L'elettromagnetismo è alla base del funzionamento di un motore elettrico il quale tramite la generazione di forze magnetiche induttive produce movimenti lineari o rotatori. Nel caso in questione si analizza il raffreddamento di un eMotor rotativo, in cui la coppia motore è generata dall'interazione dei campi magnetici di statori e rotore, se ne mostra un esempio in [Figura 4.1](#).

Quando un motore sta operando sotto condizioni operative standard, una frazione di energia elettromagnetica non viene convertita in energia meccanica utile alla rotazione. Per avere una efficienza elevata è altamente consigliato minimizzare a priori tali perdite.

Ciononostante, inevitabilmente, la maggior parte di questa perdita si traduce in calore, che deve essere efficacemente dissipato nell'ambiente circostante.



Figura 4.1: Immagine esemplificativa. Vista interna, taglio di 90° attraverso la camicia e gli avvolgimenti statorici di rame.⁴

⁴ Immagine di S.J. de Waard sotto licenza CC BY-SA 3.0, [https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Rotterdam_Ahoy_Europort_2011_\(14\).JPG](https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Rotterdam_Ahoy_Europort_2011_(14).JPG)

4.1 eMotor cooling

Il raffreddamento motore gioca un ruolo molto importante nell'assicurare prestazioni ottimali e affidabilità operativa; più l'efficienza di raffreddamento è elevata, più è possibile migliorare la densità energetica e, in generale l'efficienza del motore.

Si ha infatti che l'output di potenza di un motore elettrico è limitato dalla possibilità di incrementare la corrente elettrica sugli avvolgimenti di rotor e statori. Incremento vincolato soprattutto dai limiti di temperatura imposti dagli isolanti elettrici e dai magneti permanenti.

Applicando l'equazione di Arrhenius a dispositivi elettrici o elettronici, si osserva che il loro *failure rate* è esponenzialmente legato al reciproco della temperatura operativa.

Con buona approssimazione si può stimare che se la temperatura d'esercizio dello strumento supera di 10°C i vincoli termici, se ne riduce la durata vitale della metà.

Durante la progettazione di un sistema di raffreddamento, un ingegnere termico si concentra principalmente sul raffreddamento della parte statorica per quattro motivi:

- nella maggior parte delle applicazioni gli avvolgimenti statorici sono la principale fonte di calore;
- il raffreddamento nelle zone ultime di avvolgimento statorico è complesso;
- essendo un componente stazionario è molto più semplice il sistema di raffreddamento rispetto all'applicazione su di un rotore;
- per la maggior parte dei motori elettrici, l'effetto pompa causato dalla rotazione del rotore è abbastanza elevato da causare flussi turbolenti che permettono l'autoraffreddamento dello stesso.

Vi è una varietà di tecniche utilizzabili, tra cui raffreddamenti ad aria, a liquido, a nebbia o con cambiamento di fase, ciascuna tecnica caratterizzata da differenti parametri progettuali da tenere in considerazione tra cui:

- carico termico
- efficacia di raffreddamento
- efficienza di raffreddamento
- proprietà termofisiche del raffreddante
- complessità del sistema

In ogni caso il raffreddamento può essere ridotto in due fasi:

1. estrazione di calore; trasferito da una sorgente ad alta concentrazione termica (i.e. avvolgimenti statorici) ad un altro mezzo di arrivo (fluido di raffreddamento);
2. dispersione di calore, dove il calore accumulato viene infine dissipato nell'ambiente circostante.

Nel caso particolare di questo lavoro di tesi, si è analizzato un metodo per studiare la tecnica di raffreddamento a liquido tramite getti d'olio e ci si è soffermati sulla prima fase del raffreddamento, quella di estrazione di calore.[[Ton14](#)]

Parte II

Metodologia

5

Implementazione del modello

In questo paragrafo si mostra l'implementazione del modello di raffreddamento del motore elettrico di design di *HPE s.r.l.*, mostrando le semplificazioni effettuate sul modello geometrico di raffreddamento realizzato con le routine aziendali consolidate di mesh generation e modelli CFD.

L'obiettivo dell'implementazione è di partire con condotti e camere piene della fase aria, si immette la fase olio dagli inlet e si simula finché non si raggiunge un punto di equilibrio tra olio in entrata ed olio in uscita, in modo tale da raggiungere una certa stazionarietà dei parametri fisici monitorati di Heat Transfer Coefficient (HTC), temperatura dell'olio in uscita dal circuito e massa totale presente nel circuito.

I software utilizzati per il lavoro sono ANSA Pre-processor di *BETA CAE Systems* e STAR-CCM+ di *Siemens* (2021.1 v16.02.008-R8).

Ci si riferirà al modello spiegato in questo paragrafo e non ancora ottimizzato con il nome "MOD_0".

5.1 Pre-processing

Nella fase di pre-processing si è preparata la geometria, assegnate le condizioni al contorno e generata la mesh.

5.1.1 Geometria

Il modello 3D dell'eMotor è disegnato su Creo di *PTC Inc.*. Il primo passo è l'esportazione dal programma di disegno CAD in formato ".step".

Attraverso ANSA Pre-processor si è trattata la geometria in [Figura 5.1](#) attuando innanzitutto un *peeling* del CAD iniziale, ovvero eliminando le superfici esterne non interessate dal passaggio dell'olio.

Per effettuare questa operazione si è sfruttata una simmetria del disegno. In questa maniera si è tagliato il CAD in due metà speculari, eliminata una delle due metà e lavorato sulla porzione rimanente. Infine si rispecchia il risultato per ottenere un dominio fluido "grezzo".

Il passaggio successivo è scandagliare la nuova geometria ottenuta in cerca di eventuali errori topologici.

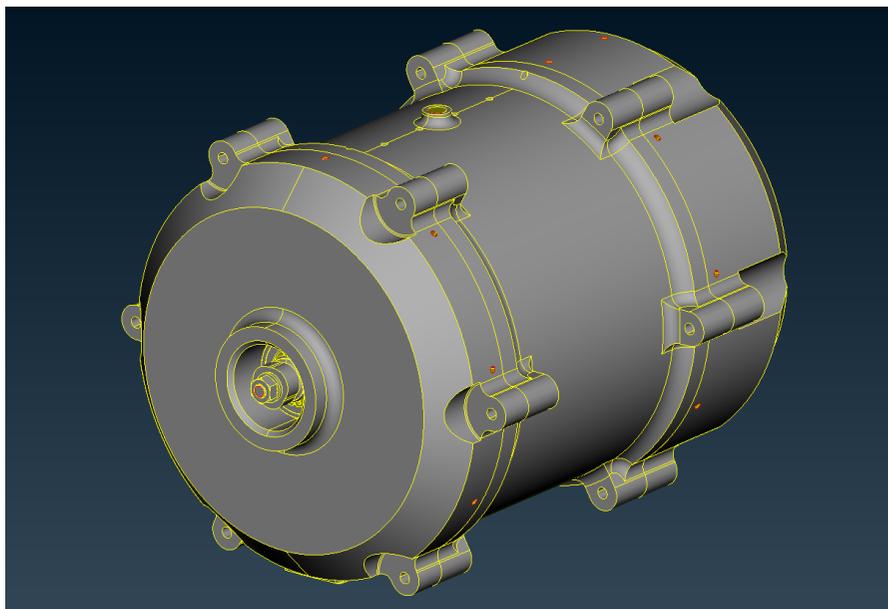


Figura 5.1: Geometria completa, importata su ANSA Pre-processor

L'elaborato finale prima di poter essere accettato da un solutore CFD deve avere due caratteristiche peculiari:

- deve essere *closed*,
- deve essere *manifold*.

Con tali termini si identifica una unica superficie che racchiude il dominio fluido che deve essere chiusa, continua, senza ripetizioni di superfici su se stesse e che sia orientabile, ovvero sia univocamente definito il suo verso. L'orientabilità viene mostrata visivamente su ANSA con i due colori giallo o grigio, corrispondente a verso in uscita o in entrata della superficie.

Una manifestazione visiva molto importante per l'utilizzatore in quanto si ha quando si riscontra un unico colore in seguito all'utilizzo della funzione *Topo>Face>Orient*. Se così fosse si ha l'informazione di aver raggiunto una condizione necessaria (ma non sufficiente) alle condizioni di "closed and manifold".

Il tool con cui si esegue il controllo di questa condizione si chiama "Geometry Check", che si presenta come in [Figura 5.2](#).

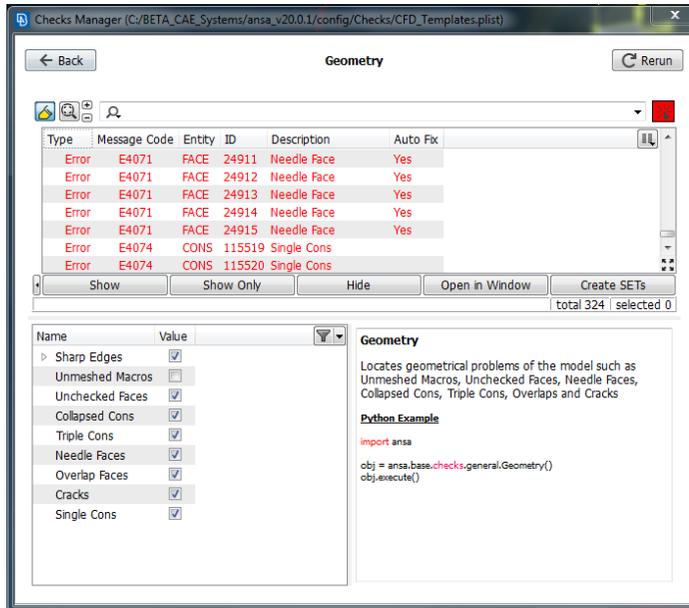


Figura 5.2: Esempio di schermata di Geometry Check in ANSA

Usando la terminologia di ANSA, gli errori che possono capitare e che è necessario correggere per raggiungere le condizioni desiderate sono:

- *single coons*, spigoli liberi non collegati ad altre superfici, che rendono il dominio aperto;
- *triple coons*, spigoli che collegano tre o più superfici; tale errore non permette una univoca orientabilità della superficie finale;
- *collapsed coons*, spigoli collassati su se stessi;
- *needle faces*, facce la cui superficie è troppo piccola, cioè sotto ad una certa soglia di tolleranza predefinita;
- *overlaps*, facce sovrapposte;
- *crack*, facce i cui spigoli sono dissociati dagli spigoli adiacenti. [Sys17]

Ottenuto il dominio fluido completo, il file viene esportato in formato ".step" per essere importato su STAR-CCM+, nel cui ambiente si assegnano le condizioni al contorno e si sviluppa la mesh.

5.1.2 Dominio fluido

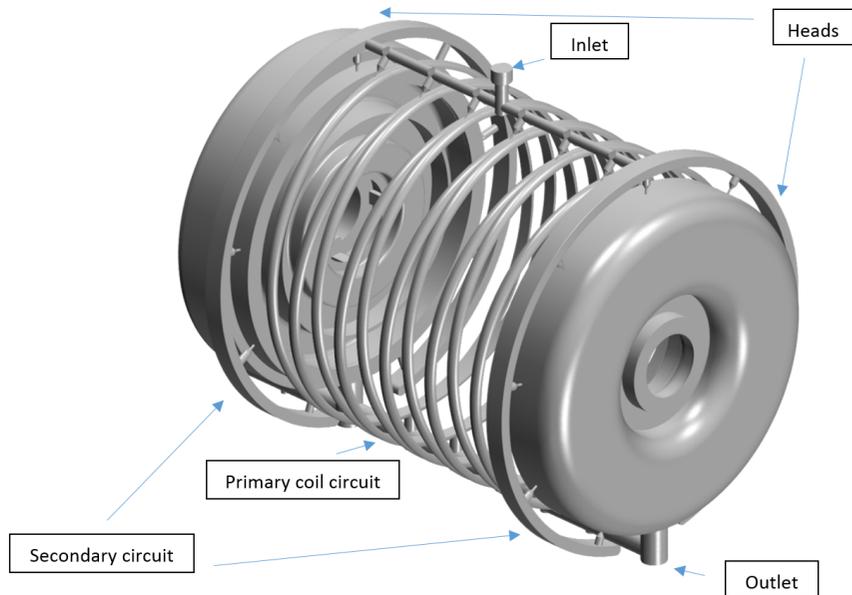


Figura 5.3: Dominio fluido completo

Il file, importato su STAR-CCM+ e mostrato in [Figura 5.3](#) e [Figura 5.4](#) si presenta in tre principali zone:

- un circuito primario, o *primary coil circuit*, che si propaga nella camicia motore, avvolgendo l'eMotor longitudinalmente. Fanno parte di questa regione sia l'inlet sia l'outlet del dominio fluido. Si può suddividere ulteriormente in sotto-zone a seconda della funzione:
 - circuito di approvvigionamento dell'olio, o *supply duct*; permette trasporto e distribuzione dell'olio dall'inlet fino al circuito secondario e al circuito di avvolgimento;
 - circuito di avvolgimento, o *coil duct*; con la funzione di raffreddamento della camicia motore;
 - circuito di scarico, o *outflow duct*, raccoglie, trasporta ed espelle dal motore l'olio ormai caldo proveniente dalle camere di raffreddamento e dai coil duct;
- un circuito secondario, o *secondary circuit*; è provvisto di ugelli disposti a raggio attorno alle camere di raffreddamento. Quando l'olio passa attraverso questi restringimenti viene convogliato a getto contro agli avvolgimenti statorici, punto critico di un motore elettrico in quanto ad alte temperature;
- le due teste (*heads*) anteriore e posteriore, hanno funzione di camere di raffreddamento. È sede dei componenti più critici da raffreddare, come gli

avvolgimenti statorici e l'albero motore, contro cui l'olio viene convogliato mediante gli ugelli del circuito secondario. L'olio sbatocchiato sulle pareti delle camere si accumula per gravità sul fondo delle teste, entrando nel circuito di scarico.

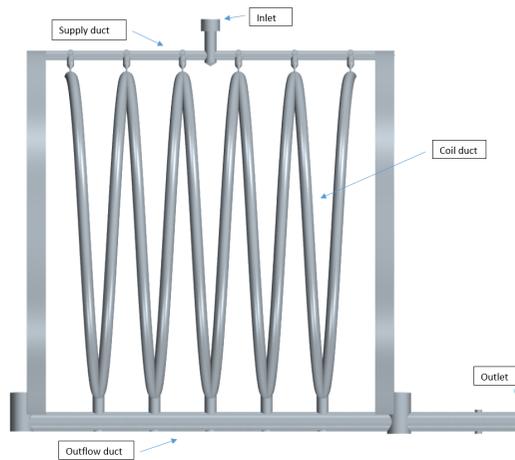


Figura 5.4: Particolare dei condotti del circuito primario e secondario.

Il dominio fluido ha tuttavia subito delle semplificazioni.

L'obiettivo di questa ricerca di tipo metodologico è di studiare la possibilità di inserimento di un metodo CFD ai volumi finiti all'interno delle routine aziendali di progetto di un eMotor. Ricordato ciò, si è giudicato eccessivo e sub-ottimale l'utilizzo di risorse di calcolo per studiare il comportamento del fluido nei coil duct e in due camere di raffreddamento essenzialmente identiche per geometria e condizioni al contorno.

Si è quindi scelto di studiare il campo di moto di un solo circuito secondario e corrispettiva testa motore, diminuendo i tempi di calcolo e le risorse computazionali allocate. Si mostra in [Figura 5.5](#) il nuovo dominio di calcolo semplificato.



Figura 5.5: Dominio semplificato

5.1.3 Assegnazione delle boundary conditions

Le condizioni al contorno (BC) da applicare sulle superfici del volume di controllo semplificato sono derivate dal modello completo e l'unica boundary da modificata è quella di portata di massa alla nuova superficie di inlet che è stata stimata conoscendo la portata dell'inlet del modello intero e ripartendola in modo frazionato e pesato per tutti i condotti.

Inoltre in questo modello, oltre ai getti radiali del circuito secondario, sono stati aggiunti degli ulteriori getti assiali in come inlet, allo scopo di studiarne l'efficacia.

Si presentano in tabella le condizioni al contorno assegnate:

BC Name	BC Type	Mass Flow [kg/s]	Temp [K]	Wall Tangential Velocity [rpm]
Inlet	Mass Flow Inlet	0.0354	353	---
Inlet assiali	Mass Flow Inlet	0.0039	353	---
Outlet	Pressure Outlet	---	363	---
Circuito Secondario	Wall	---	373	0
Cassa	Wall	---	373	0
Avvolgimenti	Wall	---	453	0
Statore	Wall	---	Adiabatic	0
Ruota di bilanciamento	Moving Wall	---	423	15000
Cuscinetti	Moving Wall	---	383	15000
Albero	Moving Wall	---	383	15000

Figura 5.6: Tabella dei dati delle boundary condition ⁵

In Figura 5.7 si mostrano le condizioni al contorno di temperatura di parete, che vede i picchi sugli avvolgimenti dello statore e sulle superfici identificanti le ruote di bilanciamento.

In Figura 5.8 si mostrano le superfici in che saranno in movimento alla velocità di 15 000 rpm. Per implementare il moto rotatorio delle pareti si è semplicemente imposta una condizione di *Tangential Velocity Specification*>*Local Rotation Rate* in questo modo è stato possibile imporre un asse di riferimento e una velocità di rotazione in giri al minuto alle pareti. Il software automaticamente gestisce, calcola e impone la velocità in relazione alla distanza dall'asse rotorico ad ogni faccia appartenente a quelle BC.

⁵ Con "Avvolgimenti" ci si riferisce agli avvolgimenti statorici, con "Statore" si è chiamate le piccole superfici separano la superficie degli avvolgimenti statorici dalle altre BC

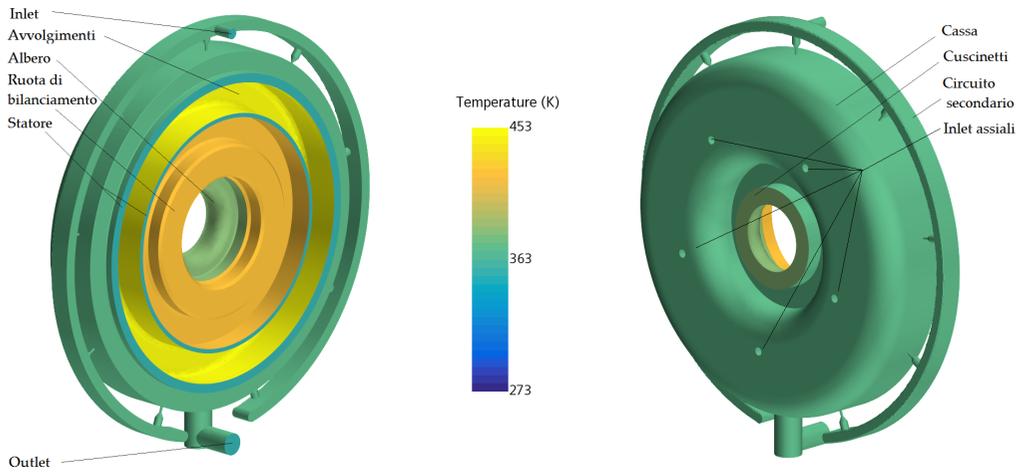


Figura 5.7: Condizioni al contorno: temperature

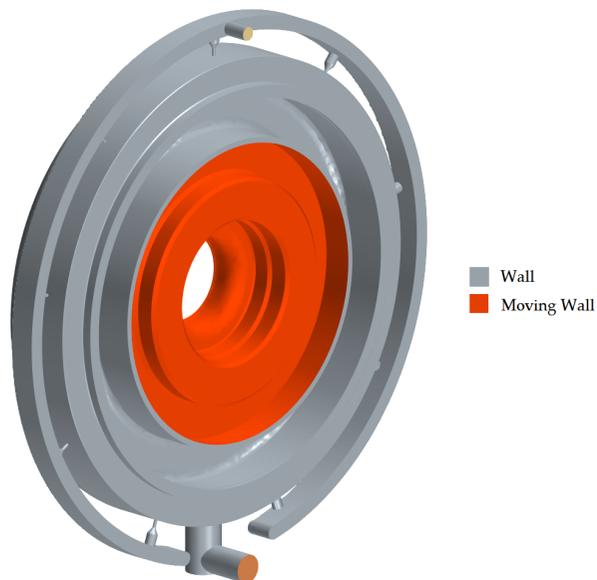


Figura 5.8: Condizioni al contorno: moving wall

5.1.4 Mesh

Da prassi, è solito suddividere una geometria complessa in più regioni (*Regions*, nel linguaggio di STAR-CCM+).

A scapito di dover inserire delle interfacce tra le regioni virtualmente separate per permettere la continuità del campo di moto, suddividere il dominio in regioni permette una più semplice e comoda generazione della mesh.

In questo modo si può: (a) assegnare diverse condizioni iniziali alle regioni, (b) avere più ordine nelle impostazioni specifiche di mesh di ogni regione, (c) assegnare differenti modelli e condizioni fisiche a determinate regioni, (d) velocizzare l'operazione di mesh generation procedendo per *trial & error* fino al risultato cercato.

In questo caso si è suddiviso il dominio in tre regioni come in [Figura 5.9](#): una per il circuito esterno, una per la parte di cooling chamber che contiene gli avvolgimenti dello statore e una seconda parte della camera di raffreddamento che racchiude le pareti in movimento.

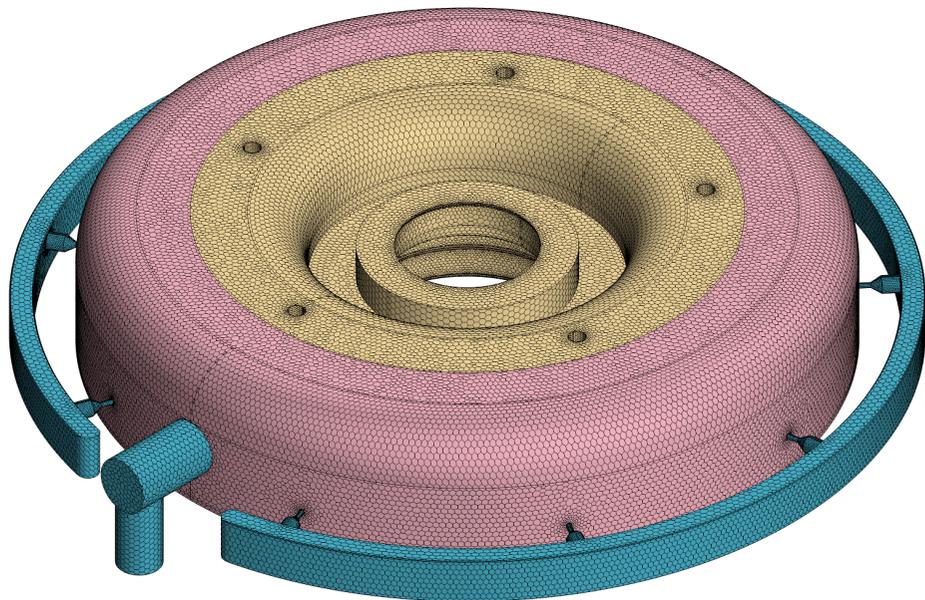


Figura 5.9: Mesh globale con le tre regioni, distinte dai tre colori

La griglia di calcolo scelta è di tipo poliedrico, non strutturato, con mesh prismatica in prossimità delle pareti solide. La peculiarità di questa mesh rispetto alla comune *trimmed*, le cui facce sono allineate rispetto ai tre assi cartesiani, è di non avere una direzione preferenziale verso cui sono orientate le facce degli elementi di griglia. Questa caratteristica rende molto comoda questo genere di mesh quando si hanno flussi in geometrie complesse, dal campo di moto non deducibile, la cui propagazione non è allineata con uno dei tre assi cartesiani.

La mesh è stata definita facendo sì che ogni valore di mesh sia identificato con un valore percentuale % riferito ad un *base size* predefinito. In questo modo tutti i valori di mesh sono scalabili semplicemente cambiando il valore di base size a cui sono riferite, risultando comodo quando si deve attuare un'operazione di *mesh convergence*. Si riportano in seguito i valori del base size, delle grandezze minime e di target della mesh e il rateo di accrescimento delle facce e delle celle da un elemento a quello adiacente.

- Base Size = 1 mm
- Minimum Size = 10%
- Target Size = 100%
- Surface Growth Rate = 1.3
- Volume Growth Rate = 1.2
- Maximum Tet Size = 100%

Inoltre la mesh è stata infittita con dei *custom control* in punti chiave del dominio fluido, come le pareti con elevato interesse di precisione (avvolgimenti statorici, ruota di bilanciamento) e nelle volumi prossimi alla fuoriuscita dei getti dagli ugelli, per poter discretizzare meglio il liquido di raffreddamento ed abbassare il fenomeno di dispersione, di cui si parlerà e sarà fulcro della tesi più avanti.

- controllo personalizzato della superficie degli avvolgimenti = 30%
- controllo personalizzato di volume dei getti = 30%

Gli unici parametri di mesh che non vengono riferiti al base size sono quelli della mesh prismatica generata per catturare lo strato limite, in quanto necessari per catturare tale fenomeno fisico, slegato da processi di discretizzazione numerica.

La prism layer mesh si è scelta di crearla per progressione geometrica, dati tre parametri in ingresso: il numero di strati di prismi, lo spessore totale degli strati, lo spessore del primo strato a parete. I valori usati per il prism layer sono:

- numero di strati = 3
- spessore del primo strato a parete = 0.1 mm
- spessore totale della mesh prismatica = 0.4 mm

Lo spessore del primo strato a parete è stato scelto in modo tale da rientrare nel range di $y^+ < 5$ e risolvere anche il viscous sublayer attraverso modello k-epsilon che permette di trattare a parete cella con ogni tipo di y^+ .⁶

La mesh finale ha un totale di 1,687 milioni di celle prismatiche e poliedriche.

⁶ Utile è stato il tool sviluppato da Aidan Wimshurst sul suo sito Fluid Dynamics 101, <https://www.fluidmechanics101.com/pages/tools.html>

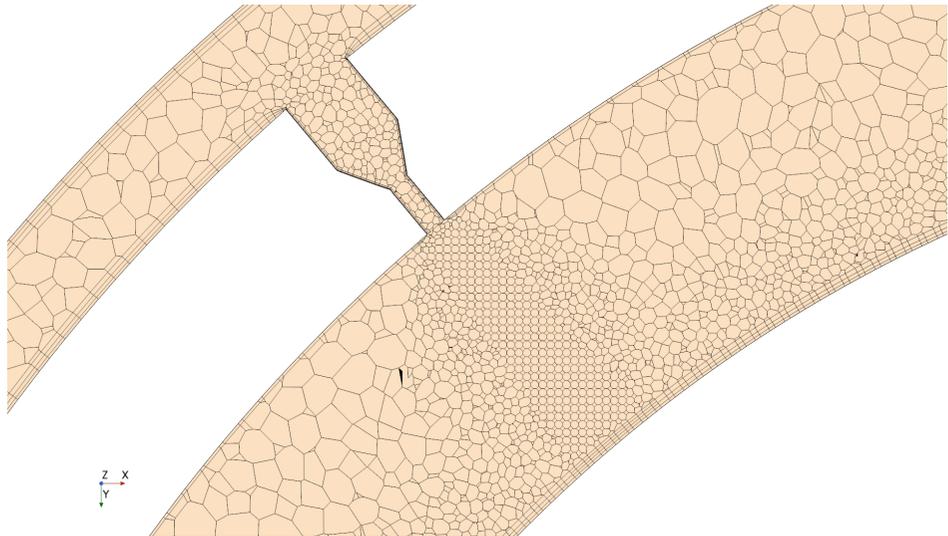


Figura 5.10: Focus sull'infittimento conico all'uscita dei getti

5.2 Modelli

Dato il problema presentato, la simulazione che si va a realizzare deve soddisfare le seguenti caratteristiche:

- deve essere tridimensionale, non stazionaria;
- deve simulare fenomeni turbolenti a grandi linee, senza entrare nel dettaglio;
- deve permettere la simulazione delle condizioni del motore dalle condizioni di accensione a quelle di punto fisso di funzionamento;
- deve permettere gli scambi termici tra fluidi e superfici per l'analisi di raffreddamento motore
- deve simulare l'effetto della gravità.

Per venire rispettare le esigenze dei fenomeni da simulare si è scelto di utilizzare i seguenti modelli:

- *three dimensional, implicit unsteady*: per un ambiente di calcolo tridimensionale e una simulazione dell'avanzamento temporale con uno schema di Eulero implicito, per evitare di dover sottostare alla condizione di $CFL < 1$ che obbligherebbe a mantenere valori di passo temporale troppo piccoli per essere accettabili in quanto a tempo di calcolo;
- *turbulent, Reynolds-averaged Navier-Stokes, realizable k-epsilon two-layer, two-layer all y^+ wall treatment*: si è scelto di seguire l'approccio RANS e come modello di chiusura del sistema si è optato per un modello a due

equazioni k-epsilon che permette la risoluzione dello strato limite a parete per ogni valore di y^+ scelto;

- *multiphase, multiphase equation of state, volume of fluid* (VOF): permettono la simulazione di due fluidi nello stesso calcolo. La scelta è ricaduta sul modello VOF, modello semplificato del multifase euleriano, utile nel caso di flussi con free surface, ovvero con rapporti di densità tra fluido primario (olio) e secondario (aria) molto elevati (~1000 in questo caso);
- *segregated flow*: risolve in modo disaccoppiato pressioni e velocità, l'unico metodo disponibile con il modello VOF inserito in quanto il modello *coupled* non è supportato dal software. Tuttavia, data l'assenza di elevate fluttuazioni di densità nel flusso (come nel caso di flussi supersonici) e l'obiettivo postoci di ottimizzare i tempi di calcolo, questa soluzione è ottimale;
- *segregated multiphase temperature*: permette lo scambio termico tra fluido e pareti;
- *gravity*: permette di aggiungere un vettore accelerazione nel campo di moto che agisce in modo omogeneo sul dominio.

L'intera lista dei modelli scelti è riportata in [Figura 5.11](#).

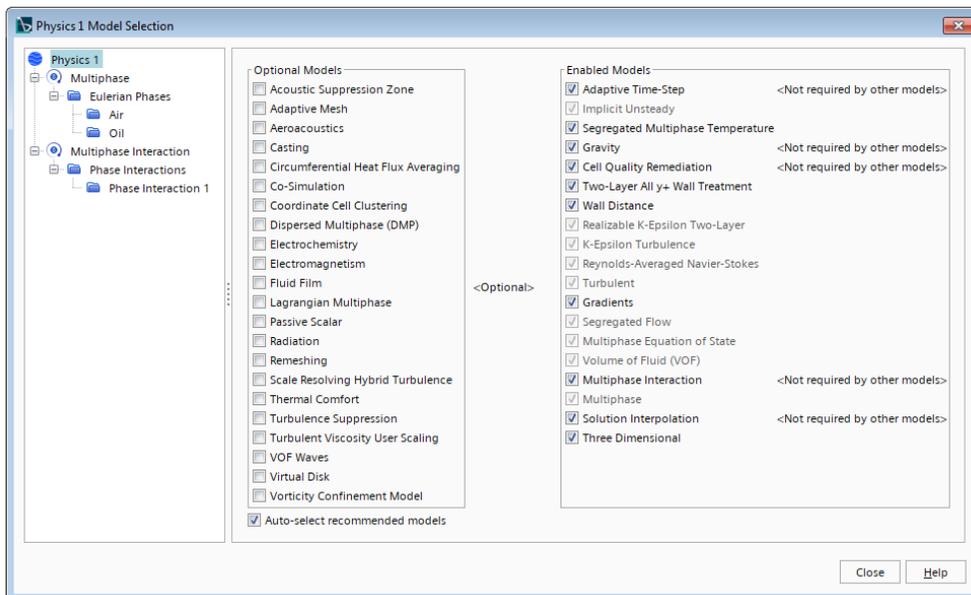


Figura 5.11: Finestra di selezione dei modelli fisici

Gli schemi numerici scelti sono quelli di default del software:

- termine convettivo discretizzato con approssimazione al secondo ordine di accuratezza per ognuno dei modelli usati (segregated flow, multiphase segregated energy, Realizable K-Epsilon Two-Layer);
- gradienti approssimati al secondo ordine con limiter di Venkatakrishnan;
- discretizzazione temporale al primo ordine, poiché i test al secondo ordine fatti si erano rivelati instabili in molte configurazioni scelte e quindi non affidabili in fase di sviluppo.
- termine convettivo del modello VOF con schema di cattura di interfaccia HRIC (High Resolution Interface Capturing) un metodo high order necessario per una cattura dell'interfaccia tra le fasi più raffinata e meno dissipativa.

Nella definizione delle fasi euleriane per il modello multifase del VOF sono stati inseriti l'olio come liquido e l'aria come gas e per ognuna si sono inserite le proprietà dei materiali richieste, come densità, massa molare, viscosità dinamica, velocità del suono, calore specifico e conduttività termica. Esiste inoltre una "terza fase", la fase di mixture, che rappresenta l'interfaccia finita tra i due fluidi. Ha proprietà materiali intermedie rispetto ai fluidi d'origine che vengono calcolate secondo una media pesata sulla *Volume Fraction* delle celle interessate dalla fase miste in quell'istante.

Si riportano i dati delle fasi fluide nella tabella in [Sezione 5.1.3](#). Si nota che alcune proprietà fisiche sono assenti dalla fase aria. Questo perché tali valori mancanti sono ricavati dal software dalle informazioni che già sono state lui date, così da non ricevere dati sovrabbondanti o peggio, contrastanti.

	Fase Olio	Fase Aria
Densità [kg/m ³]	840	---
Viscosità Dinamica [Pa s]	1.97E-02	1.86E-05
Peso Molecolare [kg/kmol]	39.9398	28.9664
Calore Specifico [J/(kg K)]	2250.00	1003.62
Velocità del Suono [m/s]	1500	---
Conduttività Termica [W/(m K)]	0.1306	0.0260

Figura 5.12: Tabella con i dati dei fluidi

5.3 Time step

Nell'utilizzo del modello VOF è raccomandato da best practice di STAR-CCM+ di mantenere un CFL target nell'intorno di 0.25 o inferiore all'interfaccia tra i fluidi, in quanto tale valore permetterebbe una migliore discretizzazione della stessa.[Sie21]

Si era inizialmente preso in considerazione l'utilizzo dell'*Adaptive Time-Step*. Tale tool dà la possibilità di impostare un modello chiamato *Convective CFL Condition* che permette di scegliere un valore di CFL target e un valore CFL di massima che il solutore deve cercare di rispettare variando il valore del time-step durante la simulazione.

Tuttavia si è visto che il time-step da seguire diventava troppo piccolo, comportando una grande perdita di efficienza computazionale. Si è quindi scelto a priori il valore target $CFL = 0.25$, ricavando un passo temporale fisso che per questa simulazione pari a $\Delta t = 2.5 \cdot 10^{-5}s$.

Ciononostante, l'utilizzo del tool di Adaptive Time-Step è stato mantenuto per la sua funzione insita nel menù solver di STAR-CCM+, la quale consente di praticare una rampa al timestep. Questa possibilità è stata usata per all'inizio delle simulazioni per stabilizzare il calcolo, per problemi di divergenza.

Il valore iniziale di Δt scelto è di $1 \cdot 10^{-6}s$ con una rampa costante di pendenza 1.2, per aumentare ad ogni timestep successivo del 20% il precedente, fino ad arrivare al tempo stabilito di $2.5 \cdot 10^{-5}s$.

Le inner iteration impostate per mandare a convergenza il singolo passo iterativo è di 4.

5.4 Stopping Criteria

Non conoscendo il tempo per il quale il sistema sarebbe andato in equilibrio dei flussi di massa entranti ed uscenti, non si è messo inizialmente uno criterio di stop per questa simulazione di prima iterazione. Lo stop alla simulazione è stato dato indicativamente quando si è notato che le masse in gioco erano bilanciate. Tale condizione è avvenuta dopo circa 6s di tempo simulato, al raggiungimento di un comportamento asintotico oscillante, mostrato in [Figura 5.13](#) dalla curva nera.

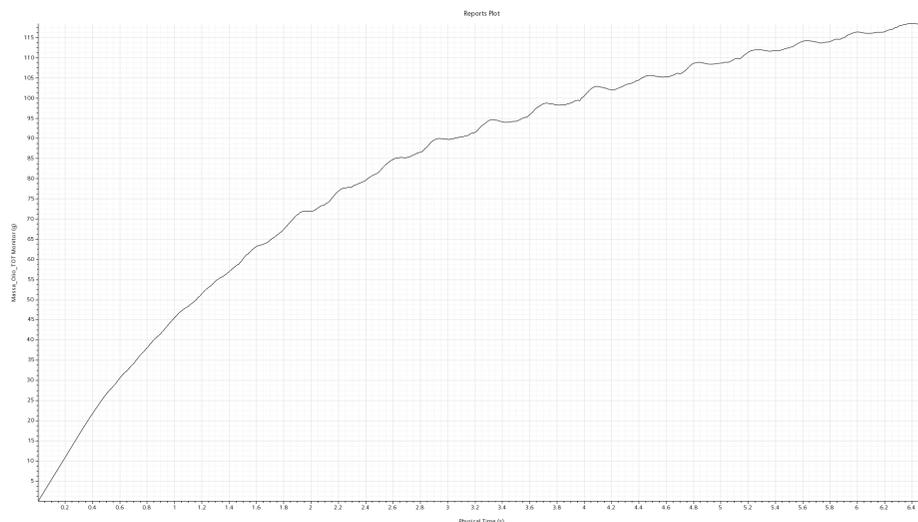


Figura 5.13: Grafico monitorante l'olio presente nel sistema

5.5 Post-processing

5.5.1 Distribuzione delle Fasi

Essendo ancora in fase di design e non avendo una esperimento a validare i risultati ottenuti via CFD, ci si è creati dei benchmark di accuratezza di applicazione del modello VOF.

I principali strumenti creati per poter confrontare le diverse simulazioni che si è sviluppato qui e si enunceranno nel prossimo capitolo vertono sulla distribuzione delle fasi all'interno delle celle.

Ogni cella possiede un valore di *Volume Fraction* di olio (fase 1) e una di aria (fase 2), la cui somma deve sempre essere unitaria.

$$\text{Volume Fraction of Oil} + \text{Volume Fraction of Air} = 1 \quad (5.1)$$

In questo modo il codice identifica le proprietà di quale fluido utilizzare per sviluppare il campo di moto.

Succede anche che all'interno del dominio le due fasi convivano in alcuni elementi di mesh, ad esempio nelle zone di interfaccia. In questo caso le proprietà del fluido utilizzate per calcolare il campo di moto devono essere di un qualche valore intermedio tra le due fasi proposte dall'utilizzatore.

Questa interfaccia ha un certo spessore entro il quale permette il passaggio da una fase all'altra. È chiaro come questa zona di interfaccia, la cui soluzione viene calcolata per un fluido fittizio con proprietà materiali intermedie, debba essere il più sottile possibile.

La presenza di questa mixture phase (che è di fatto una terza fase con proprietà fisiche non omogenee) deve essere ridotta al minimo, poiché più è presente e più sarà elevato il trasporto di questa fase mista, andando ad inficiare sulla correttezza dei risultati di tutta la simulazione.

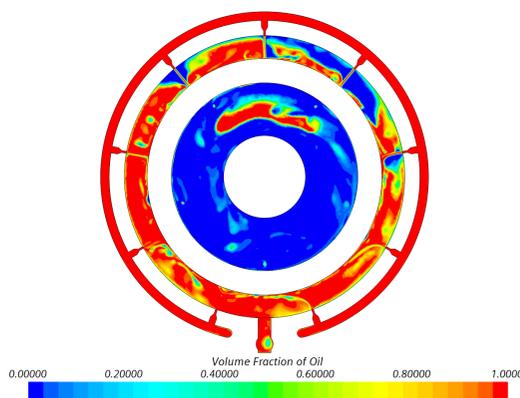


Figura 5.14: Sezione frontale del motore, distribuzione visiva della Volume Fraction dell'olio. Tempo fisico = 4.5s

Due sono i modi di verificare la presenza della fase mista: uno qualitativo, osservando delle sezioni del volume simulato e stampando i valori di volume fraction; uno quantitativo, stampando i valori di volume fraction per tutte le celle del dominio e studiandone la distribuzione statistica.

Sebbene la simulazione ha proseguito fino alla convergenza di massa di 6 secondi, le immagini mostrate e i dati presi riguardano tutte la soluzione a 2.0 secondi, questo per avere un confronto alla pari con le simulazioni successive, che saranno paragonate a parità di tempo fisico.

Si osserva in [Figura 5.14](#) come l'interfaccia sia molto diffusa e sia molto presente la presenza di colori intermedi tra rosso e blu nella scala e quindi con interfacce molto spesse.

Dal grafico in [Figura 5.15](#), si espongono i dati di distribuzione si mostra un tipico grafico ad U di questo studio statistico.

Il dato più importante è l'intervallo di confidenza indicato come $CI(0/1)$, ovvero la percentuale di celle che appartengono quasi unicamente alla fase olio o a quella aria. In questo caso si ha un confidence interval pari al 76.38%, significando che il 24.62% degli elementi di calcolo fa parte della fase mista.

L'obiettivo per l'ottimizzazione in accuratezza è alzare l'intervallo di confidenza di olio/aria il più possibile per minimizzare il trasporto artificioso della fase mista. Raffinare la mesh è il metodo più semplice ed intuitivo, ma computazionalmente costoso per raggiungere lo scopo.

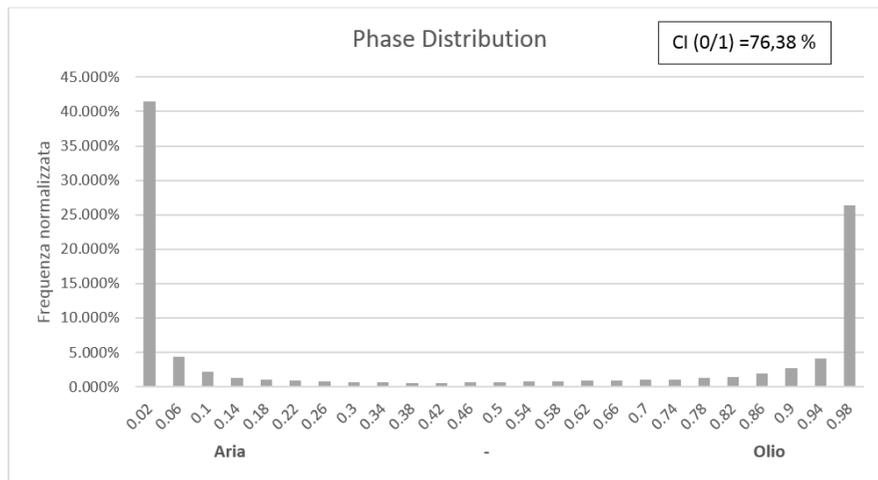


Figura 5.15: Grafico ad U della distribuzione di fase, in alto a destra l'intervallo di confidenza delle fasi "intere"

In questa simulazione il comportamento del fluido è guidato principalmente dal movimento rotatorio delle superficie mobili e l'influenza della gravità è bassa, in quanto il fluido viene sostenuto nella parte più alta ed esterna della camera di raffreddamento. Tale zona esterna, una volta raggiunti i 6 secondi di simulazione viene completamente riempita di olio.

5.5.2 CFL

Il monitoraggio del CFL (denominato nel linguaggio del software *Courant Convective Number*) e della sua distribuzione nell'interfaccia è un altro fattore preso in considerazione per indicare la bontà del modello.

$$CFL = U \frac{\Delta t}{\Delta x} \quad (5.2)$$

Lo schema HRIC del VOF raccomanda un CFL all'interfaccia che deve avere come target un valore pari o inferiore a 0.25. Il CFL è direttamente proporzionale alla grandezza della cella e inversamente proporzionale al passo temporale elementare definito. Ciò fa sì che raffinare la mesh Δx porti con se anche una accorciamento del Δt di simulazione, due accorgimenti che portano entrambi ad aumentare il tempo di simulazione.

In [Figura 5.16](#) si riportano i dati di distribuzione di CFL del modello implementato, esponendo il valor medio del CFL nel dominio di calcolo all'istante di 2.5 secondi e gli intervalli di confidenza per un $CFL < 0.25$ e $CFL > 1$.

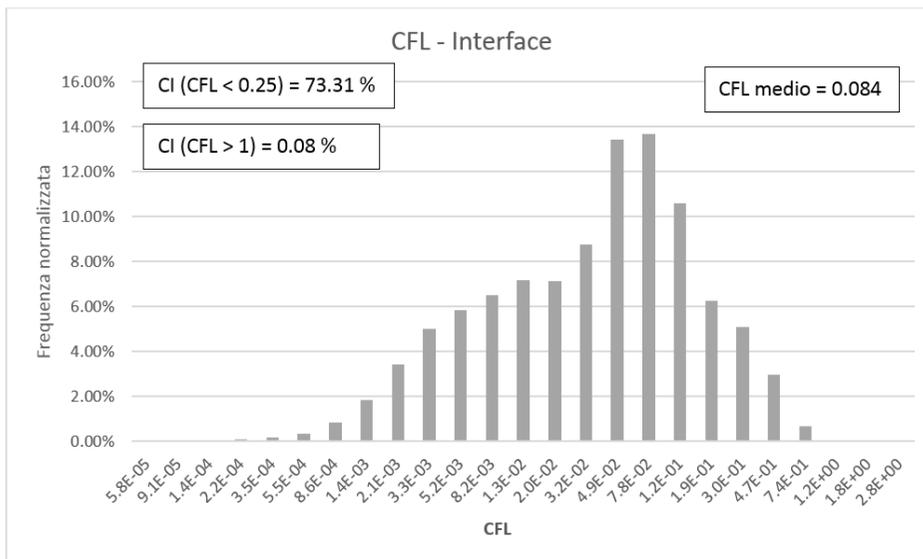


Figura 5.16: Grafico di distribuzione CFL nell'interfaccia

5.5.3 Temperatura dell'olio e HTC

Sono due i valori principali che vengono monitorati per giudicare la bontà della configurazione di raffreddamento in fase di design:

- la temperatura dell'olio all'outlet, utile per sapere quanto calore sta accumulando l'olio una volta "strappato" alle superfici calde;

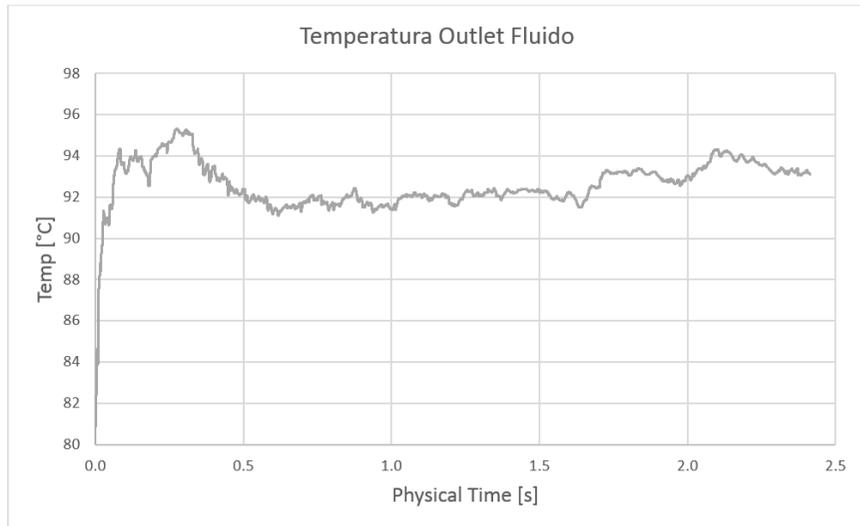


Figura 5.17: Grafico di andamento della temperatura dell'olio in outflow

- i valori *Heat Transfer Coefficient*, i coefficienti di scambio termico; sono la costante di proporzionalità tra i flussi di calore e la differenza di temperatura. È un coefficiente utilizzabile come indice di efficienza di funzionamento del cooling system. Più il valore degli HTC è elevato e più tale parete starà rapidamente scambiando calore col fluido di raffreddamento.

$$\dot{Q} = hA(T_2 - T_1) \quad (5.3)$$

Diversamente dalla temperatura, gli HTC sono calcolati tramite la field function "Specified Y+ Heat Transfer Coefficient" ad un certo y^+ scelto dall'utente.

In questo modo il calcolo degli HTC perde la dipendenza dalla mesh locale, come si nota dall'output, venendo calcolata ad una distanza target di di un valore scelto pari a $y^+ = 100$.

L'andamento oscillatorio degli HTC è dovuto al moto peculiare che ha l'olio e la fase mista in questa simulazione. Osservando l'andamento nel tempo VOF in una sezione trasversale della camera di raffreddamento si nota che l'olio si sposta periodicamente all'interno del dominio con un periodo di circa 0.8 secondi, dalle regioni interne della testa a quelle esterne e viceversa. Comportamento

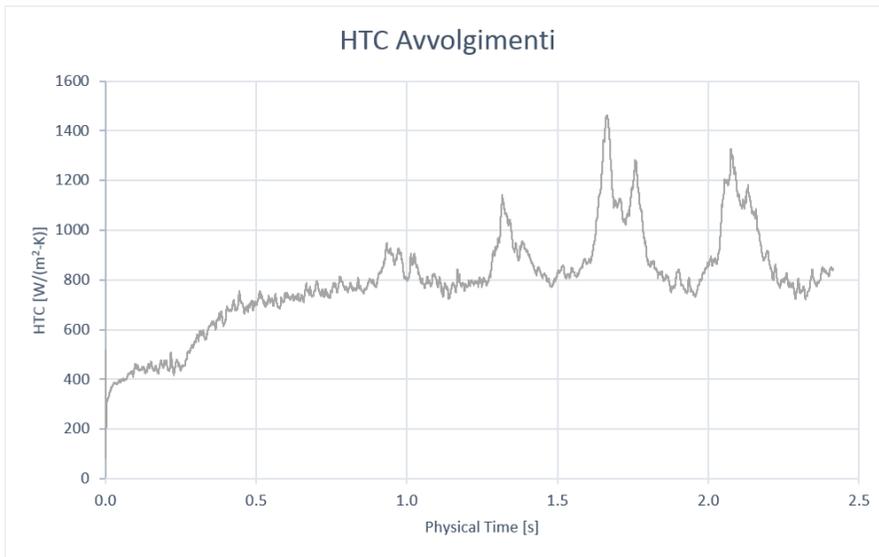


Figura 5.18: Grafico di andamento degli HTC

osservabile in [Figura 5.19](#), dove i picchi di una regione corrispondono alle valli dell'altra. Questo inusuale comportamento, che si è poi scoperto essere dovuto alla larga presenza della fase mista, è stato studiato con attenzione nel prossimo capitolo di questa tesi, in cui si manifesterà un comportamento completamente differente dell'olio.

5.5.4 CPU-Time

Ogni simulazione è stata effettuata a parità di CPU-Power per avere un corretto confronto di efficienza computazionale. Si sono usati 4 nodi di uno dei cluster aziendali, di cui 20 core per nodo, per un totale di 80 core.

Il tempo computazionale è protagonista di questa tesi di studio alla ricerca dell'ottimo e per poter confrontare questa simulazione di base con le prossime si è utilizzato come mezzo comparativo il tempo medio trascorso per simulare un timestep (*Elapsed Time per Timestep*, ETPT) e il tempo totale impiegato per raggiungere i 6.0s di simulazione (*Total Elapsed Timestep*, TET) necessari per andare a convergenza di massa.

Per questo calcolo si ci è voluto:

- ETPT = 4.78 s
- TET = 13.27 giorni

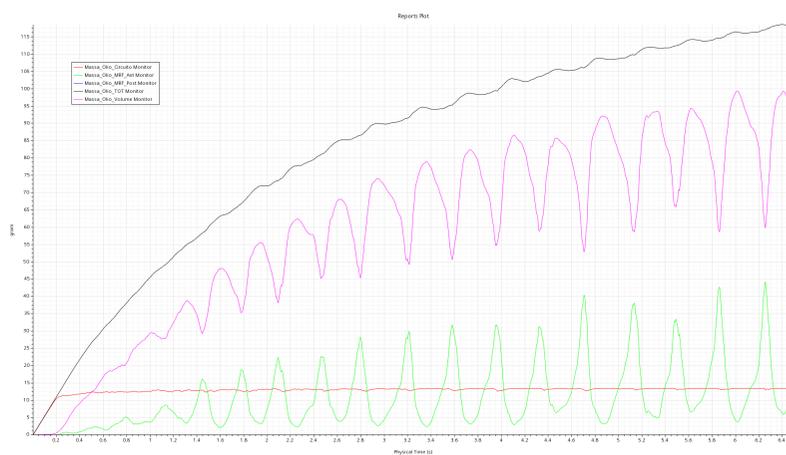


Figura 5.19: Grafico monitorante l'olio presente nel sistema, in rosso l'olio contenuto nella regione del circuito secondario, in verde la regione esterna della testa, in viola la regione interna

In questo capitolo dell'elaborato si enunciano le soluzioni prese per ottimizzare il modello precedentemente implementato. La ricerca metodologica è basata la possibilità di inserimento del modello di *Adaptive Mesh Refinement* (AMR) all'interno delle routine di calcolo aziendali quando accoppiate con modelli VOF. Delle innumerevoli prove effettuate si riportano unicamente quelle che hanno portato effettivi risultati, omettendo i tentativi fallimentari all'obiettivo cercato.

Osservata la simulazione precedente, si è visto dello spazio di manovra per effettuare un tuning ed alzare il passo temporale, il quale, nelle seguenti prove è passato da $2.5 \cdot 10^{-5} \text{ s}$ a $4.0 \cdot 10^{-5} \text{ s}$.

6.1 Adaptive Mesh Refinement

I metodi dinamici di raffinamento adattivo della griglia di calcolo consentono alle celle di raffinarsi o ingrossarsi a seconda delle richieste imposte nei criteri della mesh adattiva.

In STAR-CCM+ 2021.1 si ha la possibilità di inserire manualmente dei criteri di mesh adaption, detti *User-Defined Mesh Adaption Criteria* o utilizzare modelli pre sviluppati.

In questo caso si è usato un modello pre configurato chiamato *Free Surface Mesh Refinement*, il quale raffina le celle in prossimità dell'interfaccia aria/olio.

Il metodo per identificare la presenza di un'interfaccia si basa sul gradiente di volume fraction di una delle fasi:

$$|(\nabla\alpha)_i| > \frac{(\nabla\alpha)_{max}}{r_i} \quad (6.1)$$

dove $(\nabla\alpha)_{max}$ è il massimo gradiente di volume fraction possibile per quella data cella e r_i è un parametro di sensibilità chiamato *Resolution Criterion for Interface Detection* gestito dall'utente nella GUI del programma. Tale parametro non è stato modificato e di default è pari a 5.0. Le celle sono quindi marchiate con un indicatore:

- $I_0 = 0$ se la cella non è di interfaccia;
- $I_0 = 1$ se la cella è di interfaccia.

Quindi conoscendo il campo di moto, si predice la posizione successiva dell'interfaccia permettendo di raffinare la mesh prima che l'interfaccia raggiunga una mesh non raffinata.

Nelle impostazioni del modello è inoltre possibile:

- impostare il numero di volte in cui una cella originale può essere raffinata;
- decidere lo *Swept Distance Estimation Factor* sopra flusso o sotto flusso. Solitamente il termine sopraflusso è nullo, ma può essere utile attivarlo in caso sia necessario raffinare la mesh anche nella direzione opposta a quella di avanzamento dell'interfaccia fluida;
- limitare la grandezza minima di cella generabile dal codice, per evitare la formazione di celle troppo piccole che farebbero aumentare troppo i valori di CFL locali e aumenterebbero ulteriormente i tempi di calcolo.

In [Figura 6.1](#) è possibile osservare i valori del modello FSMR decisi.

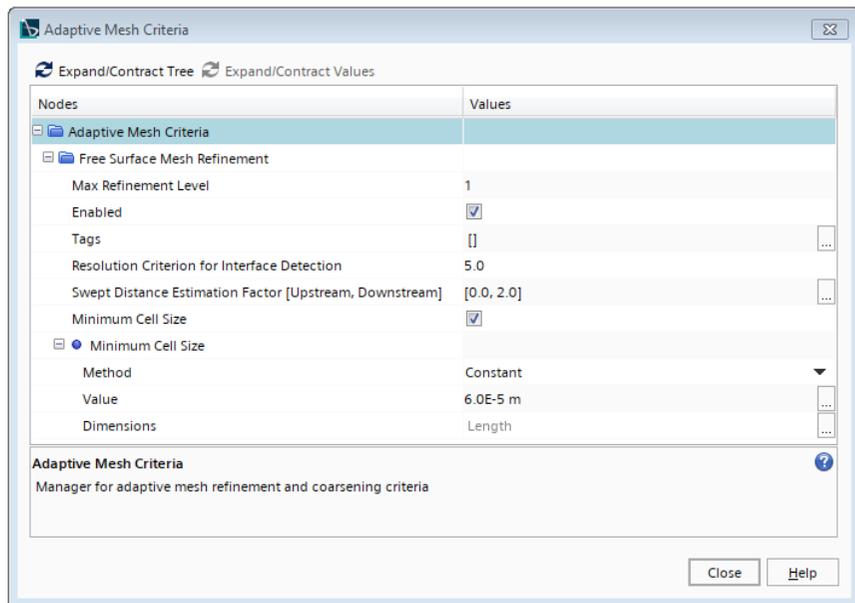


Figura 6.1: Menù di setup del Free Surface Mesh Refinement

L'operazione di infittimento dell'AMR è un processo molto più rapido del modello a *Morfing Mesh*, il quale ricalcola costantemente la mesh da capo per adattarla a nuove geometrie.

Il motivo di questa efficienza è che l'AMR opera sulle celle già esistenti scomponendole secondo la tecnica di suddivisione al punto medio come mostrato in [Figura 6.2](#).

In questo primo approccio di ottimizzazione che possiamo chiamare "MOD_1" si è unicamente sistemata la mesh con alcuni accorgimenti per preparare la simulazione alla presenza di del modello AMR:

- in prima istanza sono stati eliminati tutti i coni di infittimento locali laddove presenti i getti d'olio. Questo per creare una mesh omogenea, le cui celle fossero tutte circa dello stesso ordine di grandezza;⁷
- in secondo luogo si è alleggerita la mesh. Questo processo ha portato la mesh iniziale di 1.6M di celle poliedriche a diventare 0.49M.

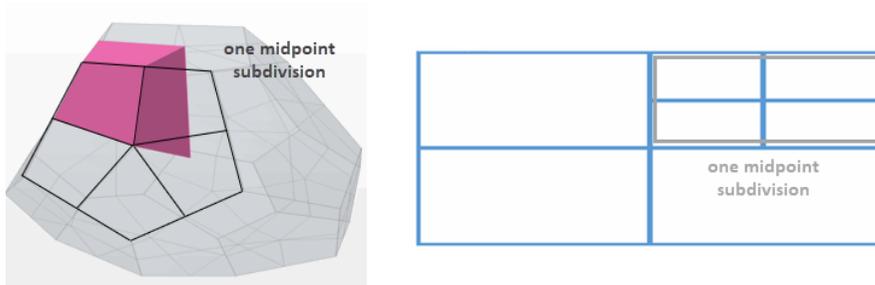


Figura 6.2: Tecnica di suddivisione al punto medio in celle poliedriche e trimmed.[Sie21]

I valori di mesh impostati sono:

- Base Size = 1 mm
- Minimum Size = 100% (+1000%)
- Target Size = 175% (+75%)
- Surface Growth Rate = 1.3
- Volume Growth Rate = 2.0 (+67%)
- Maximum Tet Size = 125% (+25%)

Tra parentesi troviamo le differenze coi valori della mesh di MOD_0. Inoltre, si osserva che sono stati mantenuti invece i parametri del prism layer pari alla simulazione precedente, in quanto la fisica dello strato limite non deve essere modificata da cambiamenti di mesh.

⁷ L'AMR non è in grado di rifinire le celle a parete, perciò la discretizzazione superficiale è stata mantenuta simile alla mesh precedente.

6.1.1 Mass Error Rate Model e Variable Inner Iteration

L'aggiunta del modello AMR porta con sé alcune complicazioni. La principale di queste è che nell'operazione di adattamento di rifinitura e ingrossamento delle celle nelle zone d'interfaccia si produca dello sbilanciamento di massa nell'equazione di conservazione. Della massa di olio viene infatti persa nelle operazioni.

Per mettere una toppa a questo nuovo problema da una parte ed ottimizzare i tempi di calcolo dall'altra, esiste un tool attivabile nei modelli di fluido euleriani di ogni fase: il *Mass Error Rate Model*.

L'attivazione di questo modello porta allo sblocco da parte del software della field function di *Relative Mass Error Rate*. Questa funzione ottiene informazioni sulla conservazione di massa della fase per cui è attivata ad ogni time-step.

L'errore relativo di massa è calcolato come segue:

$$\epsilon = \left| \frac{m_{Imbalance}}{m_{tot}} \cdot 100 \right| \tag{6.2}$$

dove $m_{Imbalance}$ è la somma degli scompensi di massa della fase olio in tutto il dominio e m_{tot} è la massa totale presente nel dominio.

La conservazione numerica di massa fasica è legata al rateo di convergenza della simulazione nelle inner iteration che si sviluppano all'interno della simulazione del singolo time-step quando si utilizza l'algoritmo SIMPLE per risolvere il campo di moto, come in questo caso.

Grazie al Mass Error Rate Model si è potuto impostare uno stopping criteria "custom" sulle iterazioni interne per permettere al solutore di scegliere autonomamente quante inner iteration affrontare per portare a termine un singolo time-step.

Il criterio creato vuole in entrata un numero minimo e massimo di iterazioni interne e un valore di soglia di Relative Mass Error Rate [%/s]. Tali valori scelti sono indicati in [Figura 6.3](#).

Stopping Criteria	Condizioni
Maximum inner	15
Minimum inner	2
Soglia [%/s]	3

Figura 6.3: Tabella coi valori impostati nel criterio di convergenza di massa

Questo criterio permette al solutore di calcolare all'interno di un time-step tante inner iteration quante sono necessarie a quel time-step per scendere al di sotto del valore di soglia di mass imbalance, in questo caso 3%/s è stato il valore scelto accettabile per un calcolo industriale. Il massimo e il minimo sono dati per chiudere il modello.

Si riportano i grafici di controllo per i quali si monitora l'andamento della Relative Mass Error Rate (RMER) e le Iteration Per Timestep medie (IPT).

Dal grafico in [Figura 6.4](#) si nota come all'inizio della simulazione si ha necessità di un grande numero di iterazioni interne per mantenere stabile l'errore di portata relativo, già dopo 0.1s l'errore riesce a stare sotto al valore soglia di 3 %/s.

Pur avendo un 3 %/s di soglia, si nota come in media l'errore sia intorno al 1.55 %/s.

Più si va avanti con la simulazione più questo modello risulta computazionalmente efficiente, come si nota dai risultati del secondo grafico in figura [Figura 6.5](#). La tendenza è infatti asintoticamente diretta verso le 2 iterazioni minime impostate.

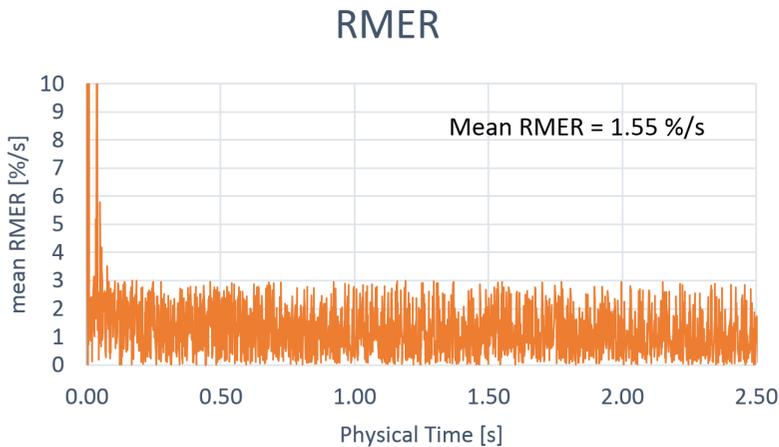


Figura 6.4: Grafico riportante l'andamento del valore di RMER

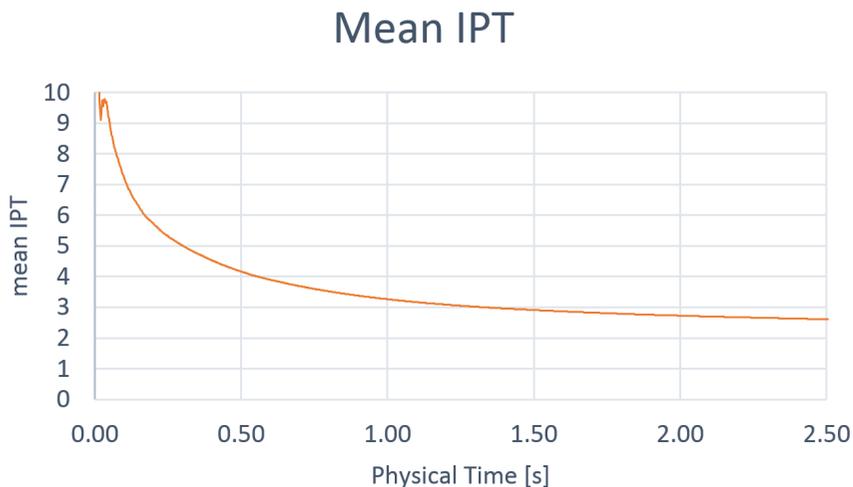


Figura 6.5: Grafico riportante l'andamento del numero di iterazioni effettuate per ogni timestep medio

6.2 VOF e Sharpening Factor

Nel fare il post processing della simulazione "MOD_1" ci si è accorti ancora della presenza, come in "MOD_0", di una gran quantità di fase mista.

Per diminuire la diffusione numerica si è agito sul valore di Sharpening Factor all'interno dello schema HRIC del modello VOF, portando tale parametro da 0 che era sulla prima simulazione a 0.2.

A confronto delle due simulazioni MOD_1 e MOD_2 si riportano in coppia le immagini rappresentanti la volume fraction di olio in sezione frontale della camera di raffreddamento. Questa modifica ha portato a drastici cambiamenti:



Figura 6.6: Grafico mostrante l'olio in camera nella simulazione MOD_1 e MOD_2

1. assottigliato considerevolmente l'interfaccia e ridotto la fase mista;
2. con la riduzione della fase mista, si visto una notevole diminuzione dei moti di trasporto convettivo della fase fittizia di interfaccia;
3. meno trasporto ha significato un cambio di prospettiva per quanto riguarda i fenomeni che si sviluppano in camera di raffreddamento: non si ha più un campo di moto governato dalle forze date dallo sbatocchiamento di fluido dalle componenti rotanti, bensì un campo che risente molto di più della gravità e delle forze di coesione tra particelle.
Il flusso è portato a formare un pozzetto di fluido sul fondo della camera, aumentando il fluido in uscita;
4. in questo campo di moto molto più stabile, si osserva come si arrivi ad una condizione di stazionarietà dei flussi di massa in entrata ed uscita attorno al tempo simulato di 2.5 s e non più 6 s come accadeva nella simulazione MOD_0 e MOD_1 (Figura 6.6);

5. La condizione stazionaria è raggiungibile molto prima del previsto quindi, accorciando di più del 50% il tempo fisico simulato necessario ad arrivare ad un risultato utile alla progettazione.

Si mostrano a confronto per ogni pagina lo stesso istante nelle due diverse configurazioni, dove si nota drasticamente il cambio di fenomeno fisico.

Ngiri: 26

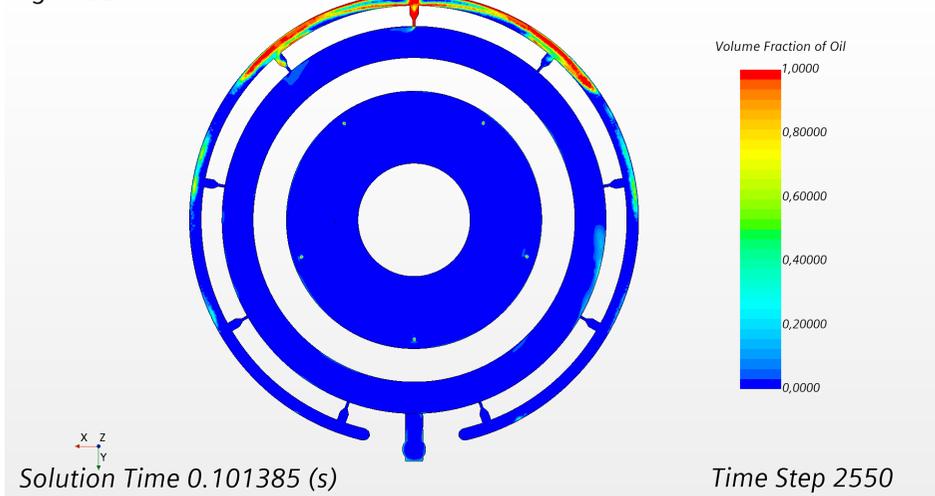


Figura 6.7: MOD_1 a 0.1s

Ngiri: 26

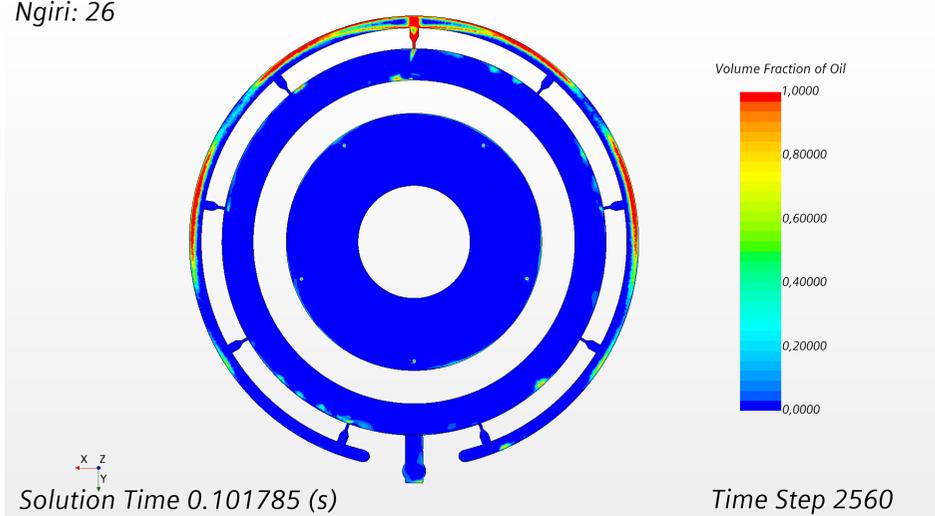


Figura 6.8: MOD_2 a 0.1s

Ngiri: 78

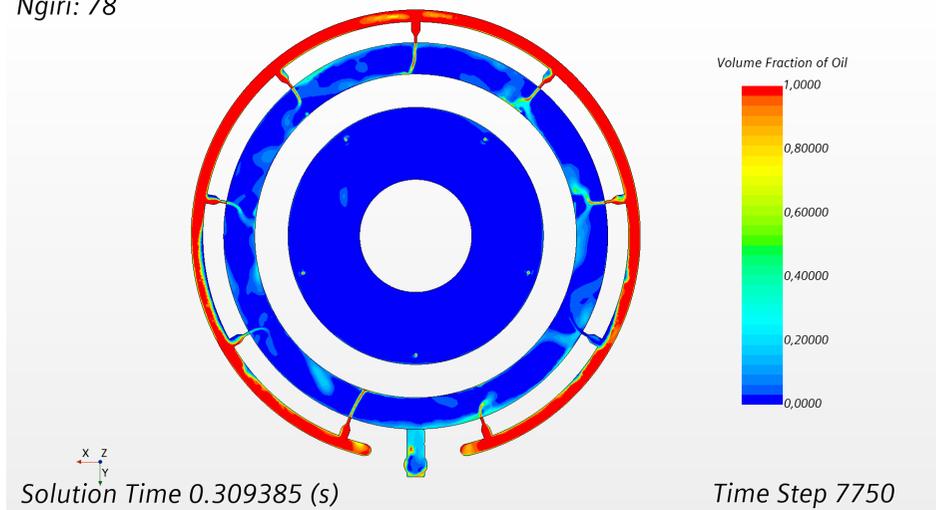


Figura 6.9: MOD_1 a 0.3s

Ngiri: 76

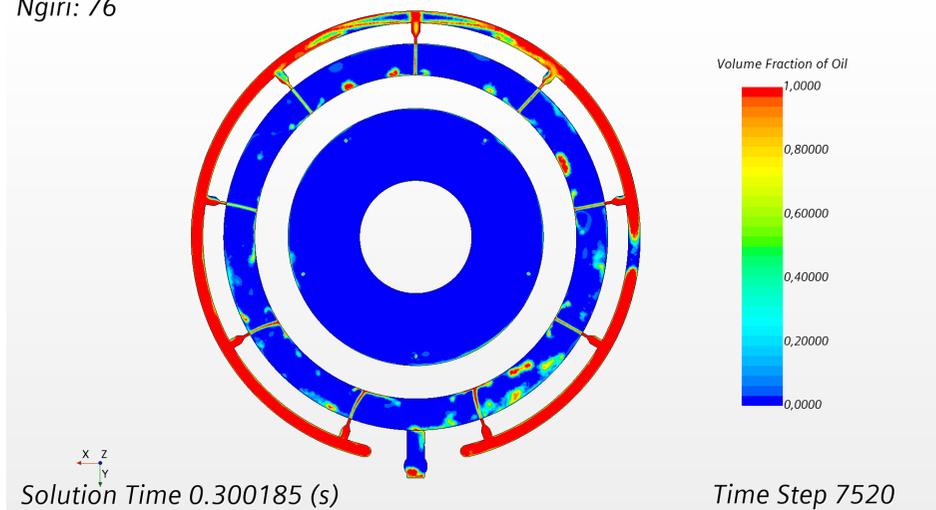


Figura 6.10: MOD_2 a 0.3s

Ngrid: 101

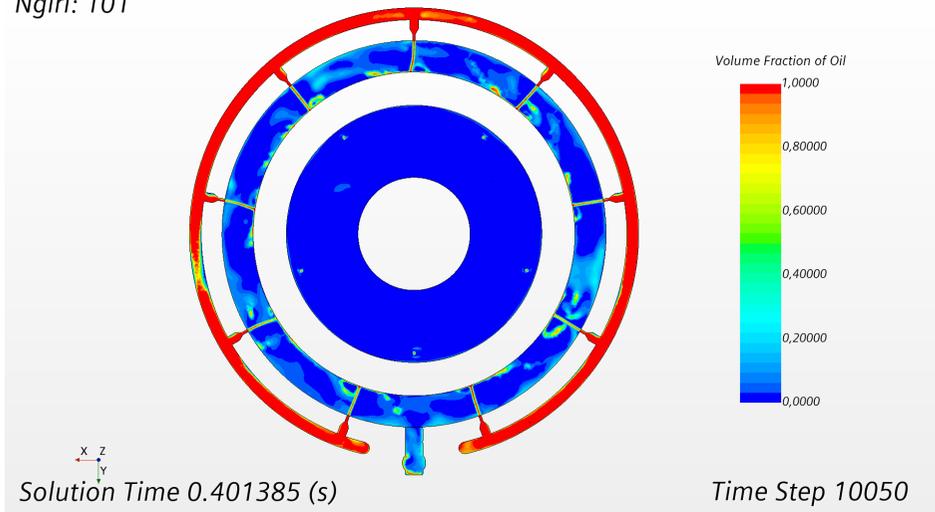


Figura 6.11: MOD_1 a 0.4s

Ngrid: 101

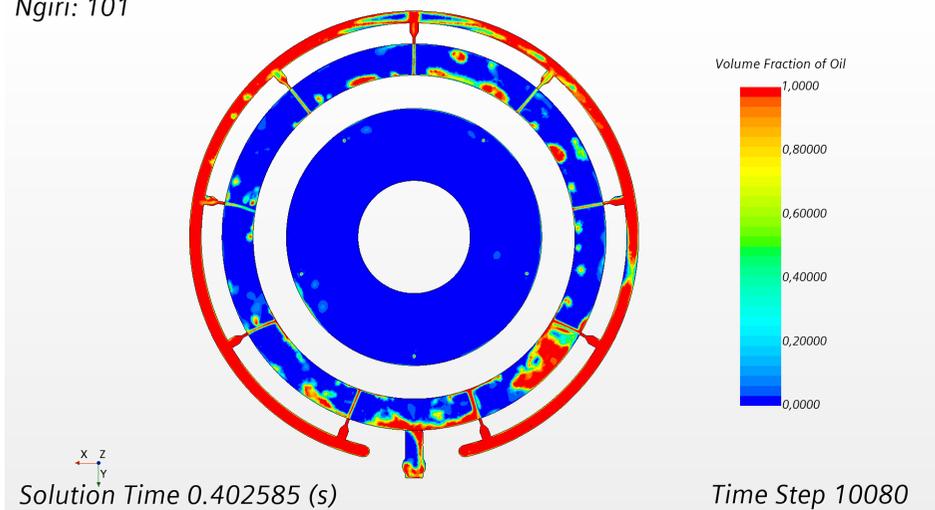


Figura 6.12: MOD_2 a 0.4s

Ngiri: 151

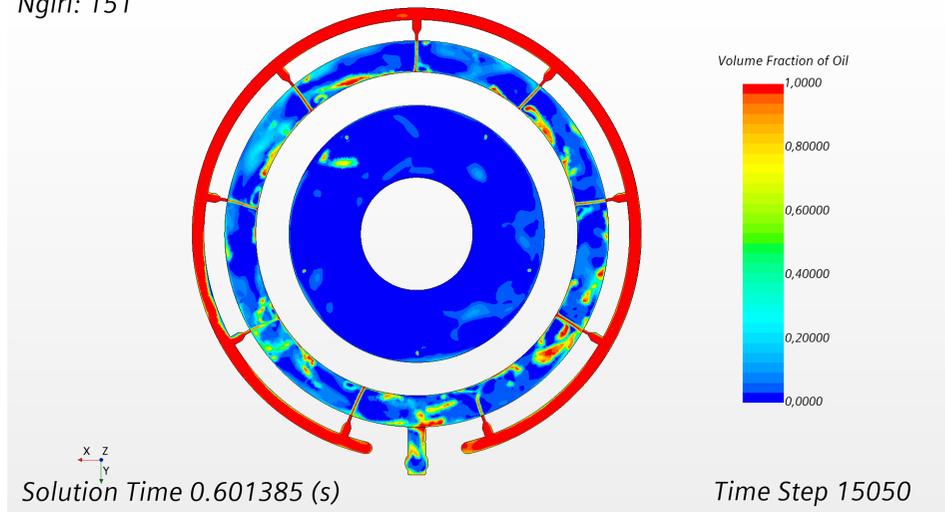


Figura 6.13: MOD_1 a 0.6s

Ngiri: 151

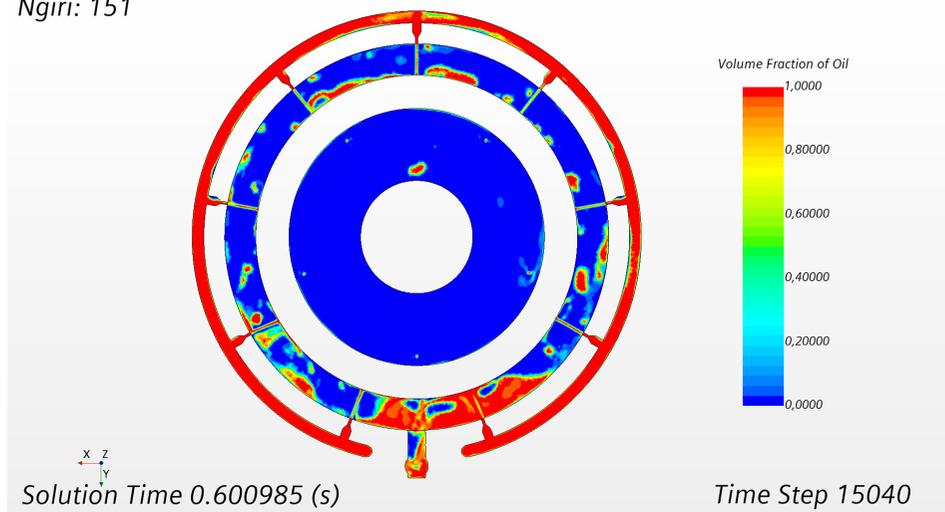


Figura 6.14: MOD_2 a 0.6s

Ngiri: 202

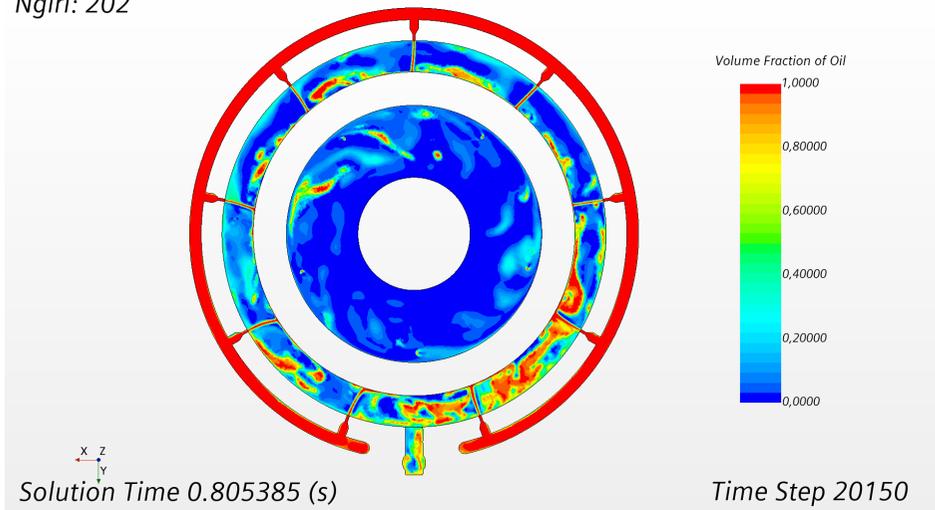


Figura 6.15: MOD_1 a 0.8s

Ngiri: 202

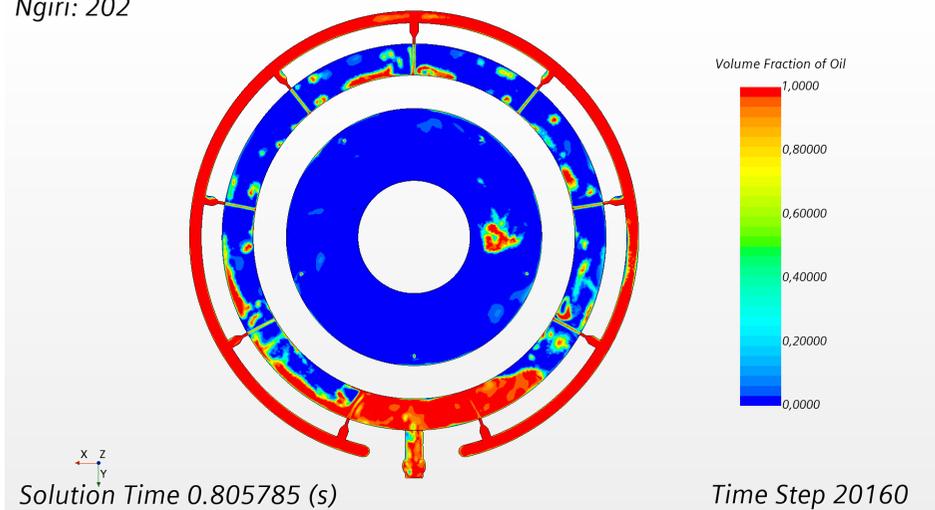


Figura 6.16: MOD_2 a 0.8s

Ngiri: 301

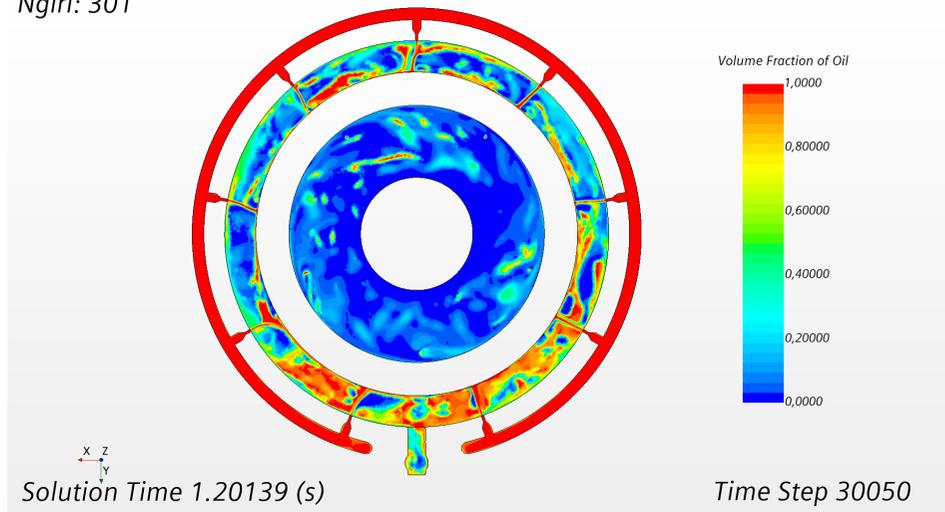


Figura 6.17: MOD_1 a 1.2s

Ngiri: 301

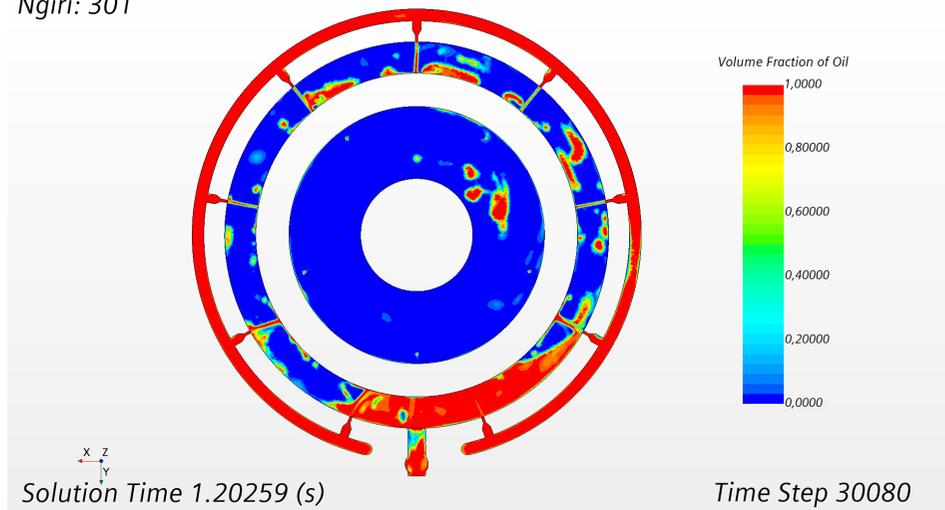
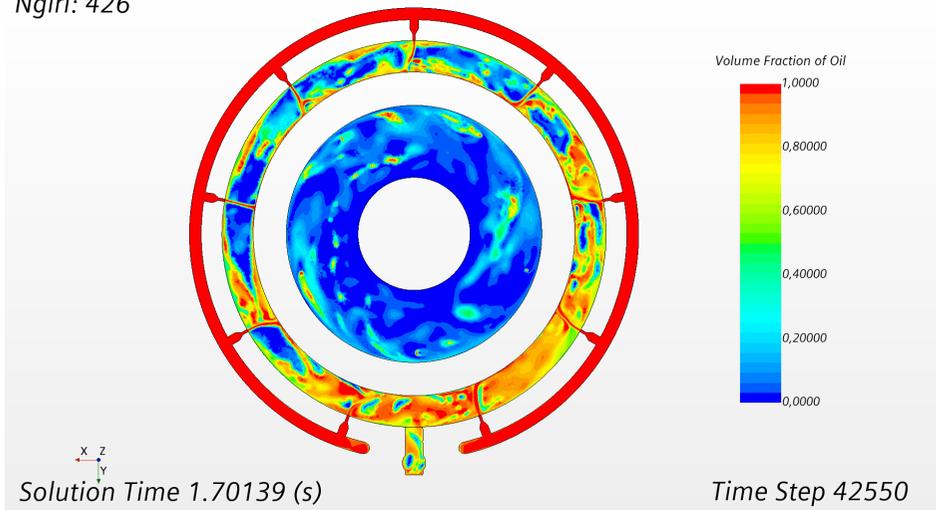
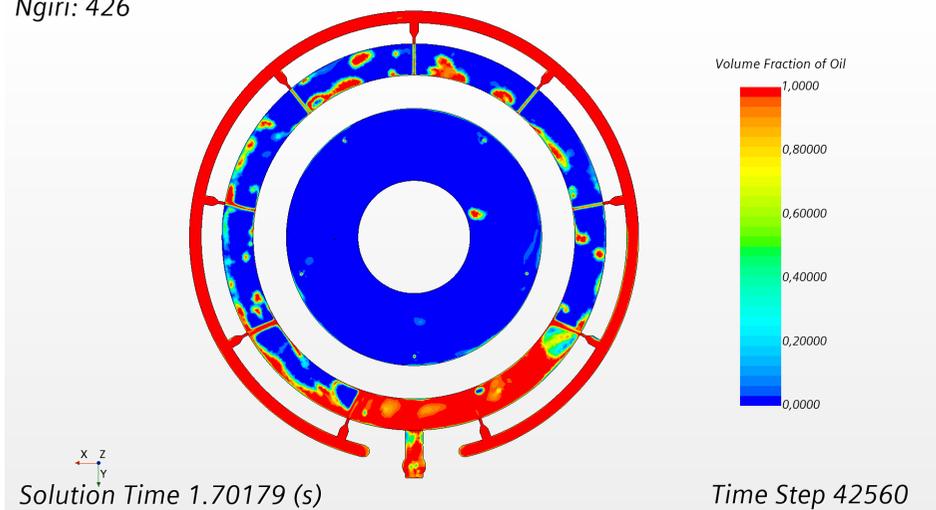


Figura 6.18: MOD_2 a 1.2s

Ngiri: 426

**Figura 6.19:** MOD_1 a 1.7s

Ngiri: 426

**Figura 6.20:** MOD_2 a 1.7s

Ngiri: 501

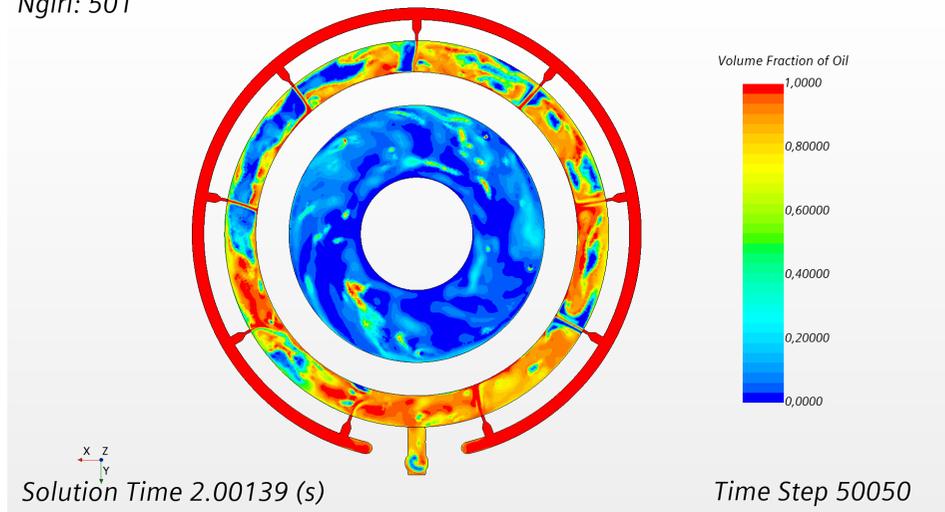


Figura 6.21: MOD_1 a 2s

Ngiri: 501

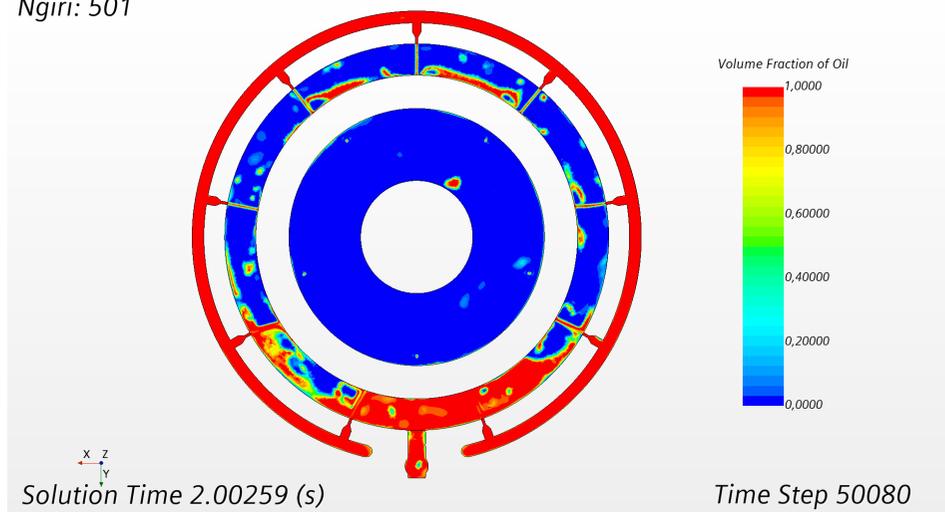


Figura 6.22: MOD_2 a 2s

Oltre che dal punto di vista qualitativo, tale diminuzione della fase mista è osservabile anche dai grafici in [Figura 6.23](#) e [Figura 6.24](#), in cui notiamo un aumento drastico dell'intervallo di confidenza di aria e olio.

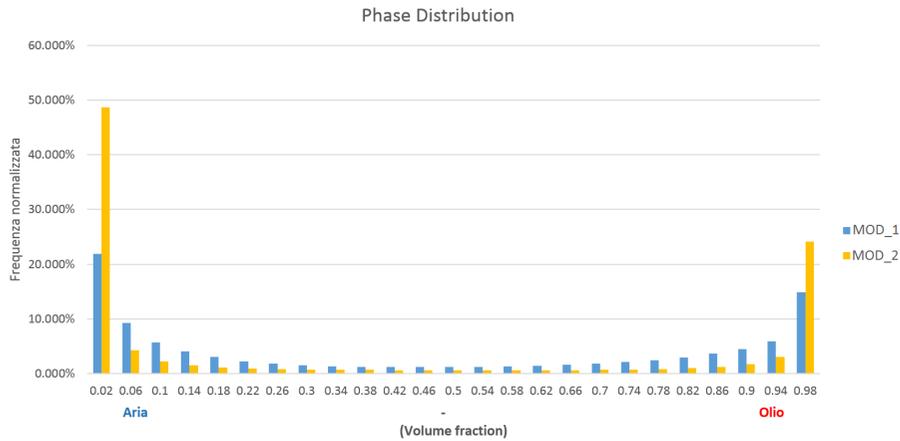


Figura 6.23: Grafico mostrante l'olio in camera nella simulazione MOD_1 in blu e MOD_2 in giallo

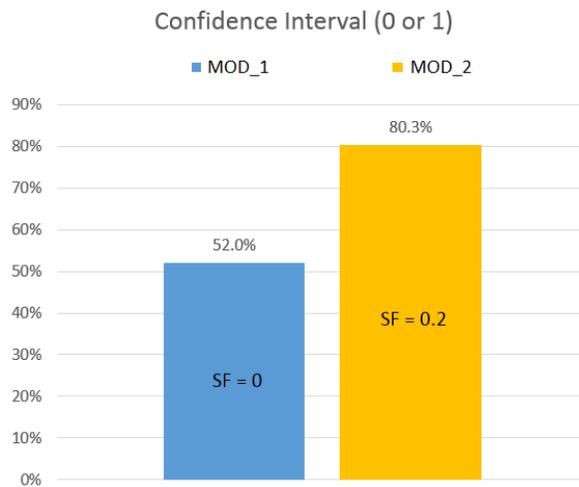


Figura 6.24: Grafico mostrante l'olio in camera nella simulazione MOD_1 in blu e MOD_2 in giallo

Il cambiamento di comportamento fisico si ripercuote anche sui valori degli HTC visibili in [Figura 6.25](#) non più oscillanti con picchi e valli di efficacia dell'olio, ma con un valore stazionario con piccole perturbazioni per il quale è ricavabile un valore medio di $728.6 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$. I valori più bassi sono imputabili ad una mesh superficiale un po' più grezza, che sarà affinata nelle simulazioni successive.

Si discuterà nei risultati finali dei tempi computazionali e delle celle totali della mesh, quando si avrà un completo quadro della situazione.

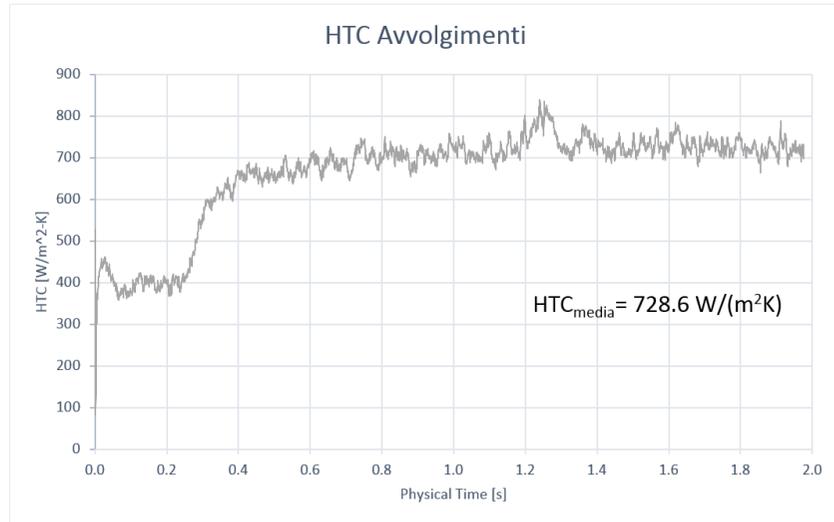


Figura 6.25: HTC degli avvolgimenti storici

6.3 Interazione tra AMR e internal interface tra regioni

Durante le simulazioni di test, si è notato come il tempo computazionale di timestep ricevesse una impennata quando il processore elaborava un AMR event. Si è notato che ciò accade quando ci sono più regioni che comunicano in una unica simulazione, chiamata "MOD_3". La cui unica differenza è appunto quella di avere un'unica regione per l'intero dominio fluido.



Figura 6.26: Interfacce usate fino ad ora per far comunicare tre regioni.

Si è osservato dai tempi di calcolo come queste, accoppiate col modello di Adaptive Mesh Refinement, impieghino una certa quantità di tempo (e risorse) che è stata quantificata.

Una volta attivato il "verbose" nel solver AMR si è preso nota delle differenze di tempi ed azioni effettuate dal codice durante un «AMR event» con o senza interfacce. (Traccia salvata dell'output di STAR-CCM+ salvata nelle appendici)

Normalmente, senza AMR, le internal interface non sono problematiche, poiché la mesh tra le internal interface non varia continuamente.

In un caso con modello AMR, le inner interface provocano un ritardo nel calcolo a causa del fatto che devono continuamente essere aggiornate quando l'interfaccia aria/olio le oltrepassa.

Nel caso di assenza di inner interface, quindi con una unica regione, numerosi passaggi di codice vengono ignorati. I tempi presi dall'AMR per aggiornare la mesh nel caso delle regioni multiple variano a seconda di quante interfacce devono aggiornarsi. Si mostra in tabella di [Figura 6.27](#) la percentuale di tempo impiegata da un AMR event rispetto a tutto il tempo di timestep (il confronto è effettuato a parità di inner iterations) al variare di regioni ed interfacce aggiornate.

Oltre al fattore tempo computazionale, la presenza di regioni provoca un ulteriore effetto di diffusione numerica.

A meno di mesh superficiali conformi all'interfaccia di due regioni (ogni vertice di una mesh che corrisponde ad un vertice dell'altra mesh), avremo necessità di passare informazioni da un capo all'altro dell'interfaccia, distribuendo tali informazioni con una certa approssimazione. In figura [Figura 6.28](#) Anche mante-

Numero Regioni	Inner Interface aggiornate	Elapsed Time per AMR event /Elapsed Time per Timestep
3	2	26.5 %
3	1	12.6%
1	0	4.5%

Figura 6.27: Tabella del tempo impiegato per un AMR event: le prime due righe riguardano MOD_2, l'ultima riga riguarda MOD_3

nendo lo stesso ordine di grandezza delle facce delle mesh d'interfaccia, avremo che questo passaggio prevede un errore che porta con sé diffusione numerica che si traduce in una interfaccia aria/olio meno risolta e conseguente eccessivo trasporto convettivo del mixture formatosi.

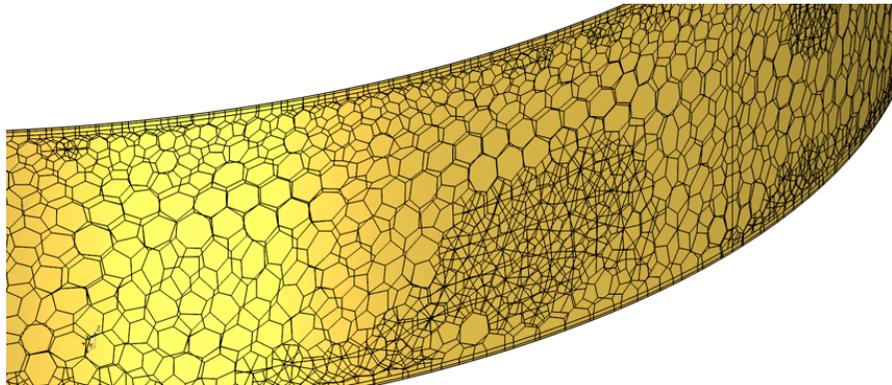


Figura 6.28: Mesh poliedrica la cui interfaccia è modificata dall'AMR

Ngiri: 26

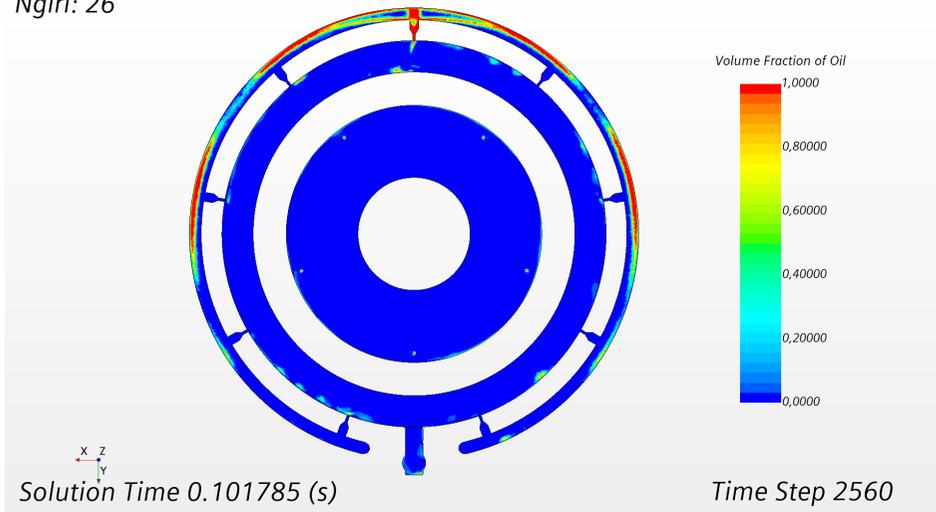


Figura 6.29: MOD_2 a 0.1s

Ngiri: 26

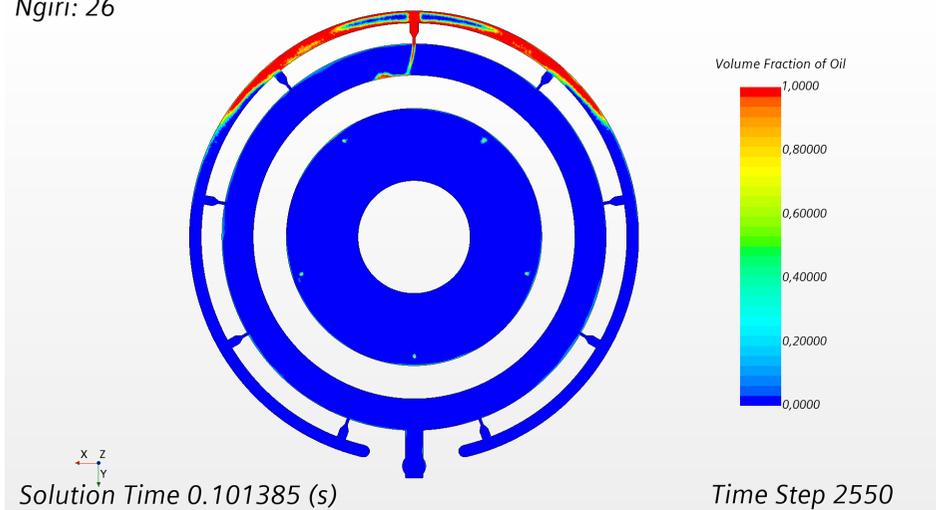


Figura 6.30: MOD_3 a 0.1s

Ngiri: 76

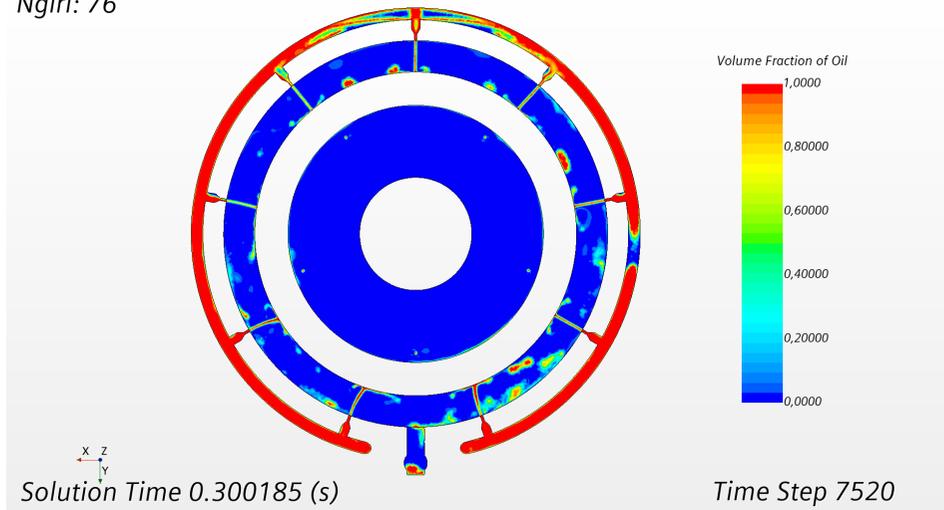


Figura 6.31: MOD_2 a 0.3s

Ngiri: 75

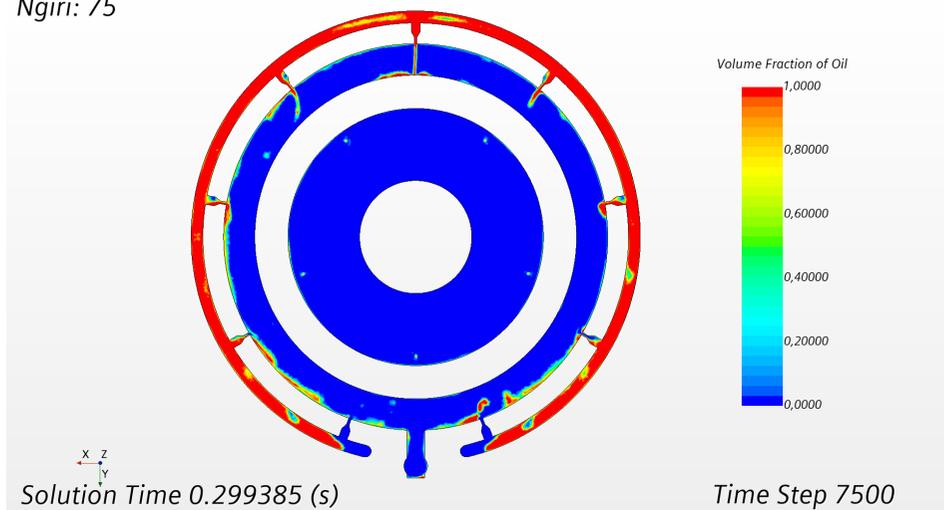


Figura 6.32: MOD_3 a 0.3s

Ngiri: 101

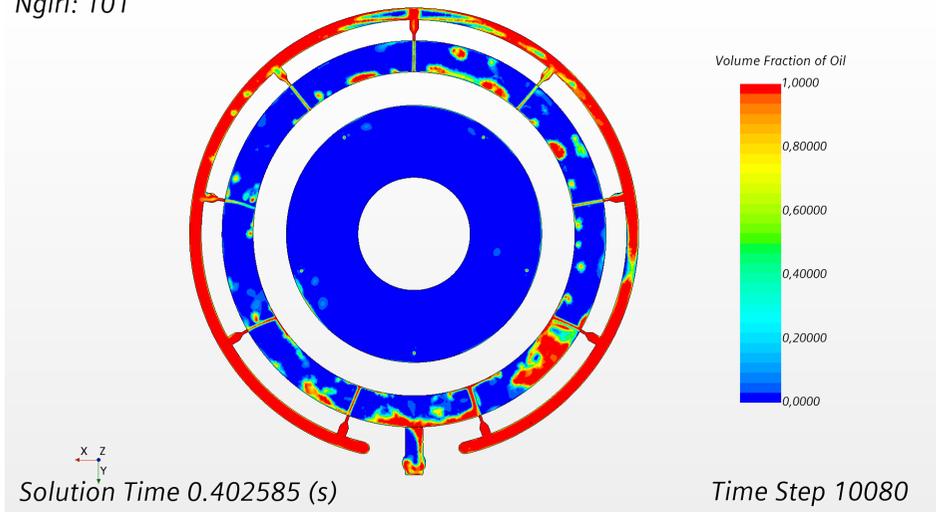


Figura 6.33: MOD_2 a 0.4s

Ngiri: 101

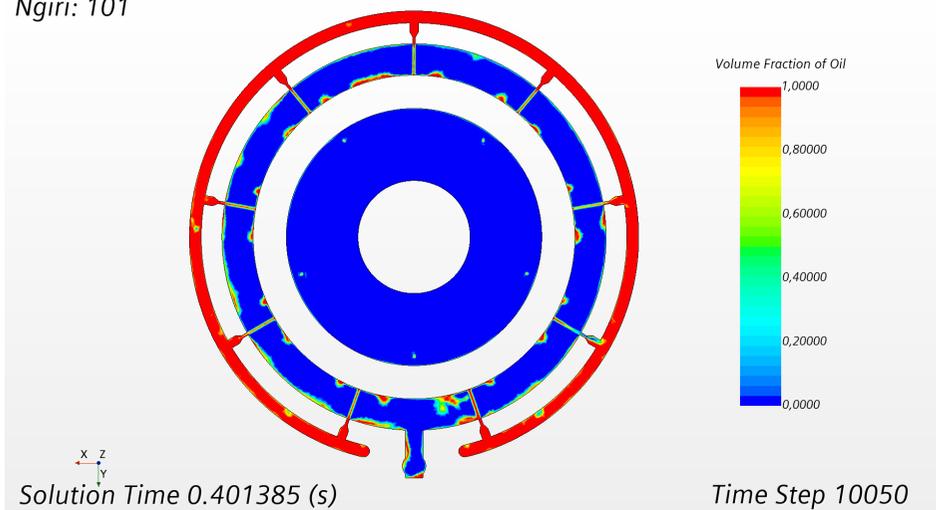


Figura 6.34: MOD_3 a 0.4s

Ngiri: 151

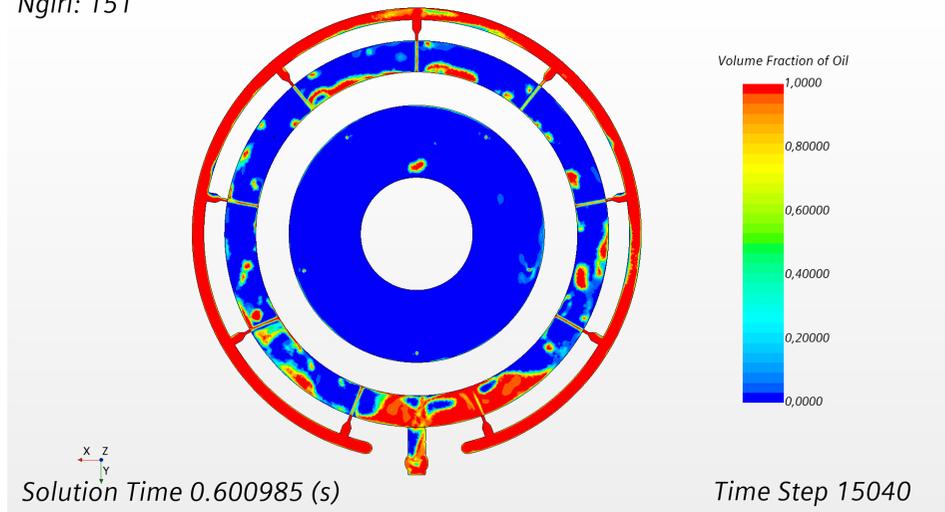


Figura 6.35: MOD_2 a 0.6s

Ngiri: 150

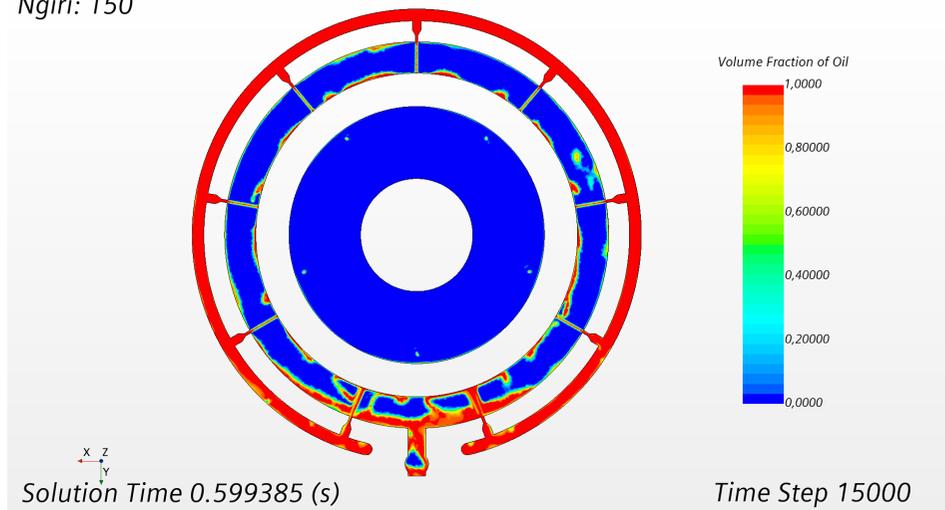


Figura 6.36: MOD_3 a 0.6s

Ngiri: 202

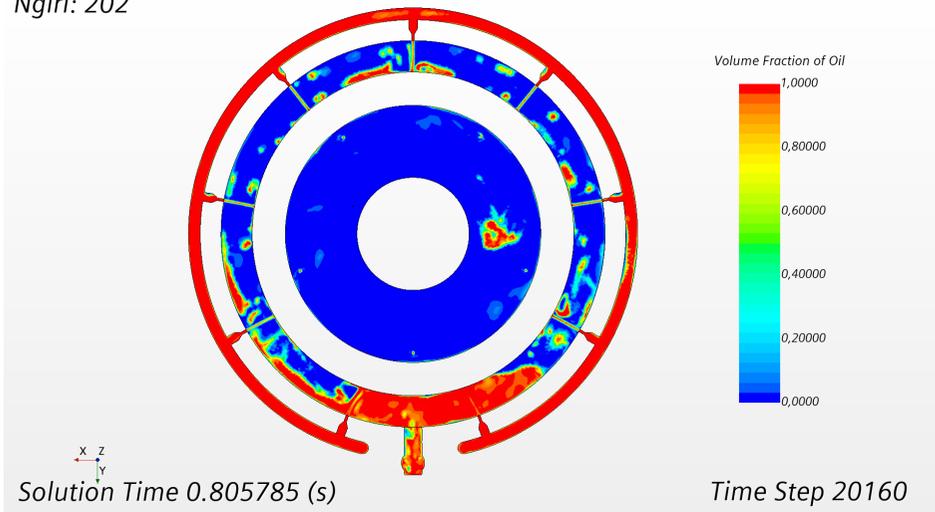


Figura 6.37: MOD_2 a 0.8s

Ngiri: 201

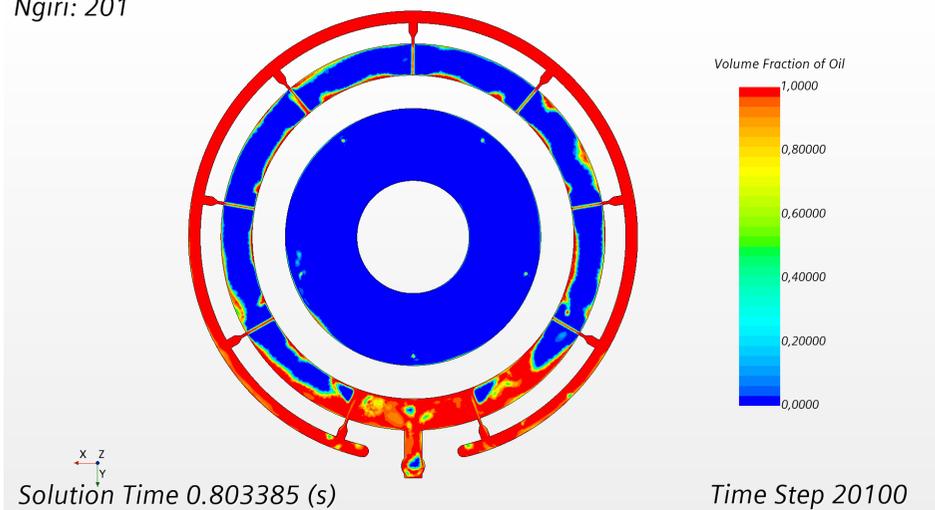


Figura 6.38: MOD_3 a 0.8s

Ngiri: 301

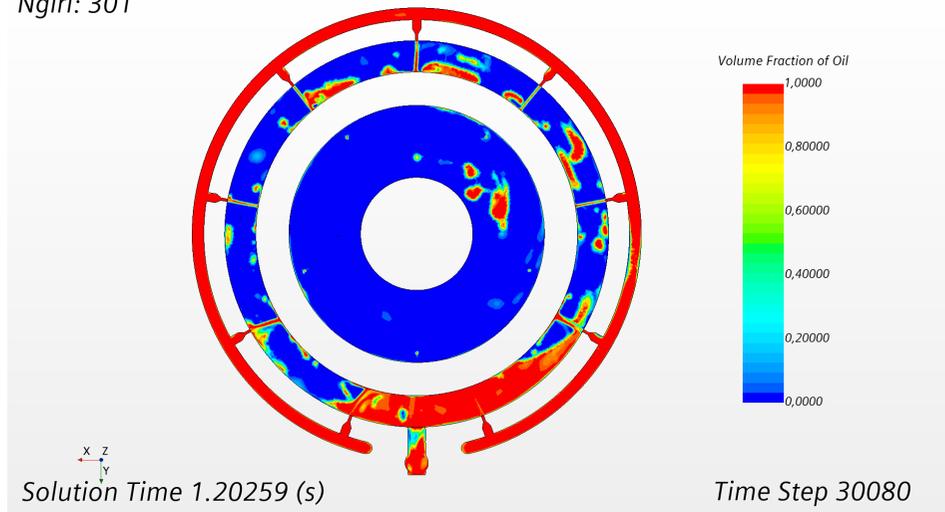


Figura 6.39: MOD_2 a 1.2s

Ngiri: 300

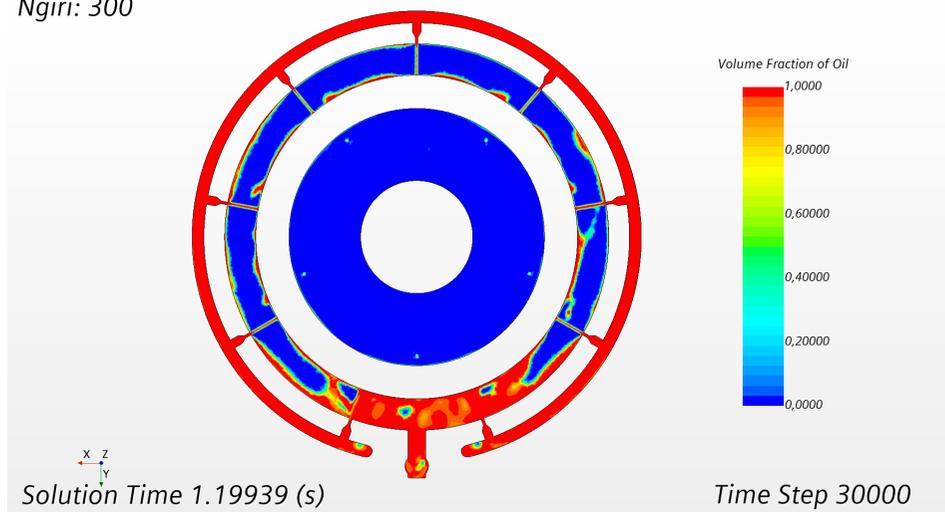


Figura 6.40: MOD_3 a 1.2s

Ngiri: 426

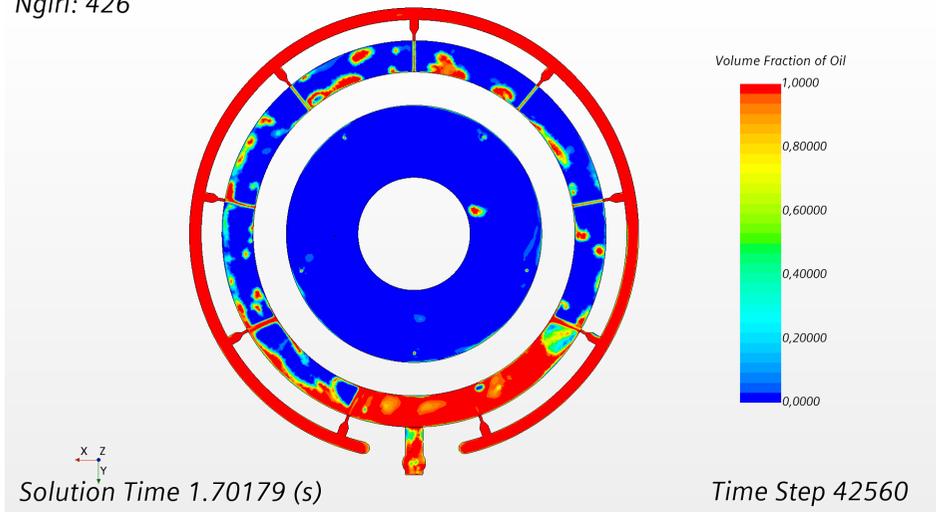


Figura 6.41: MOD_2 a 1.7s

Ngiri: 426

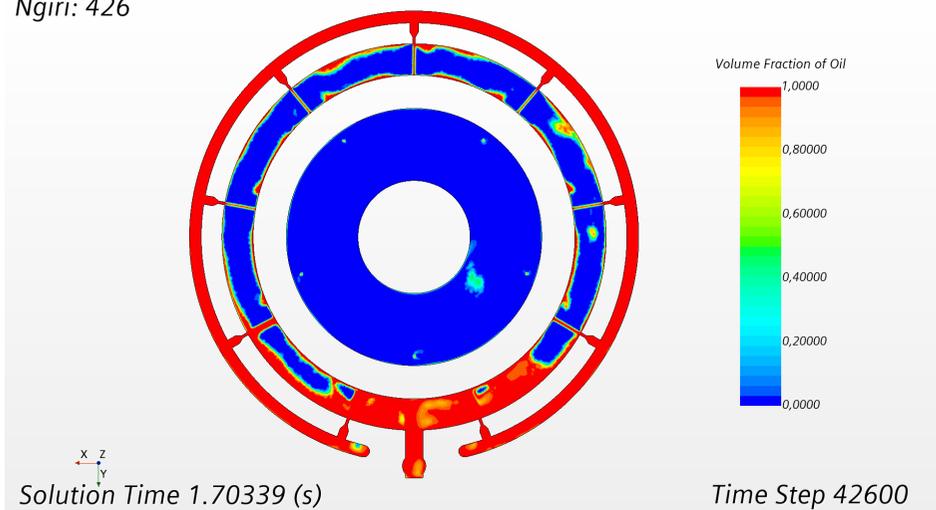


Figura 6.42: MOD_3 a 1.7s

Ngiri: 501

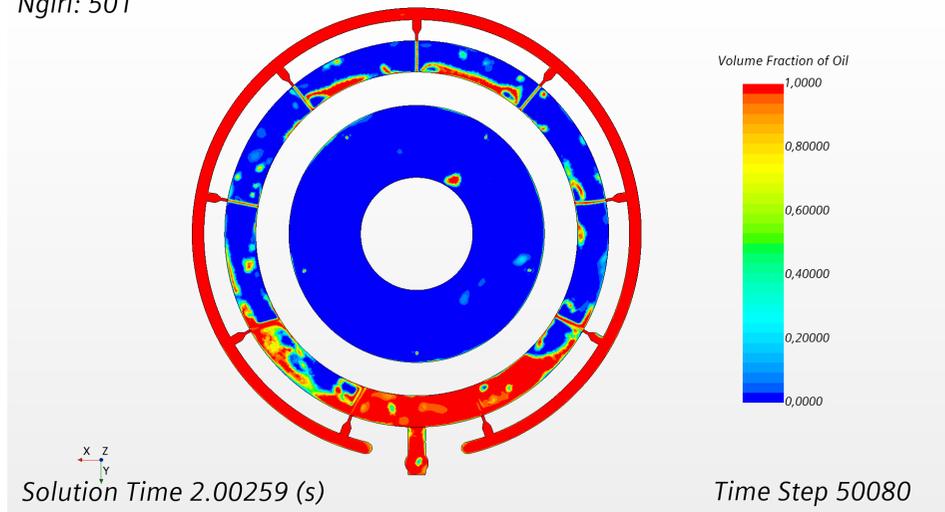


Figura 6.43: MOD_2 a 2s

Ngiri: 500

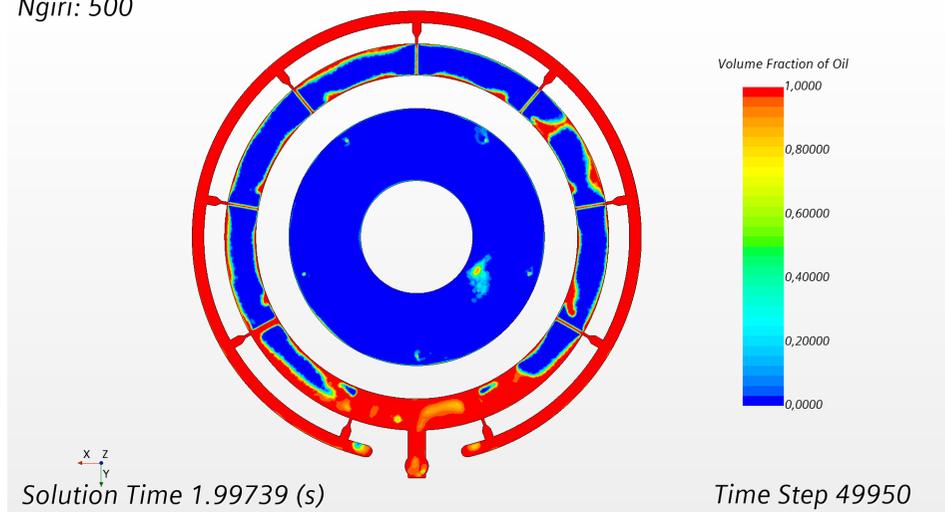


Figura 6.44: MOD_3 a 2s

Oltre alla differenza qualitativa che si nota visivamente dalle immagini precedenti, per esporre anche quantitativamente il miglioramento si può osservare [Figura 6.45](#) e [Figura 6.46](#), in cui si espongono la dispersione di fase e il livello di intervallo di confidenza solo aria o solo olio comparata con MOD_1, MOD_2 e MOD_3. Si nota un miglioramento di ~ 4% nel intervallo di confidenza rispetto a MOD_2, indice della bontà della soluzione con una unica regione.

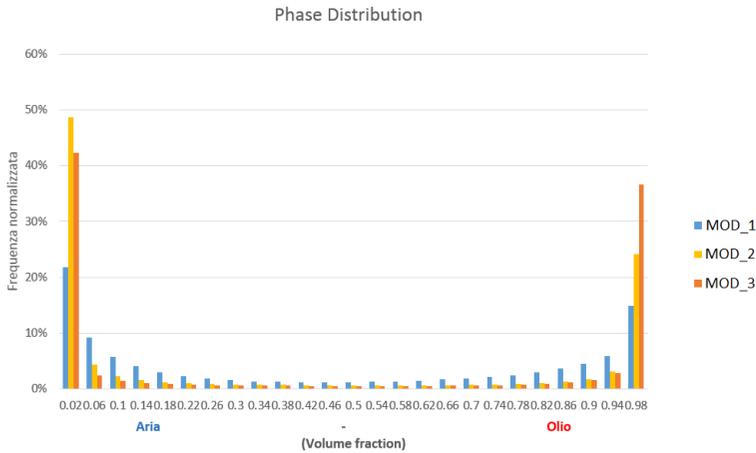


Figura 6.45: Distribuzione di fase, confronto tra MOD_1, MOD_2 e MOD_3.

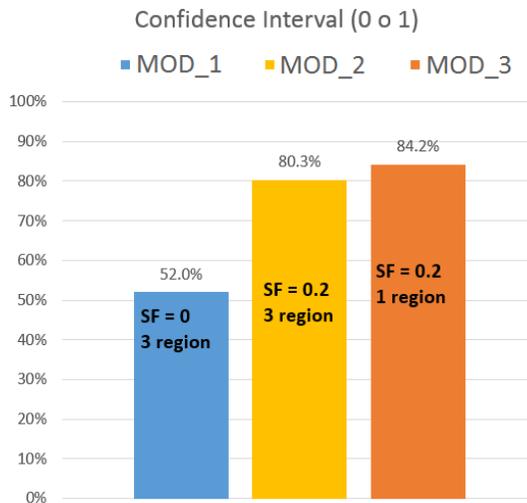


Figura 6.46: Intervallo di confidenza in cui trovare solo aria od olio, confronto tra MOD_1, MOD_2 e MOD_3

6.4 Mesh poligonale o trimmed?

Nella ricerca effettuata si è esplorata a fondo l'esplorazione di due tipologie di mesh 3D: poliedriche e trimmed. Presupposto dai risultati precedenti (Sharpening Factor = 0) di essere in un caso di flusso rotante e sottoposto a sloshing del liquido si è inizialmente considerato l'utilizzo di una mesh poliedrica, il cui alto numero di facce in direzioni non allineate rispetto ad assi cartesiani permette una miglior risoluzione in questi casi.

Tuttavia dopo i tuning effettuati allo SF e alle interfacce tra regioni ci si è resi conto di due cose:

1. l'AMR crea celle di qualità molto bassa quando opera su una cella poliedrica con un solo refinement level;
2. una volta stabilizzate le due fasi modificando l'HRIC, il fluido ha trovato un comportamento meno "sloshing" e più tendente al ristagno per gravità sul fondo, quindi più allineato con una eventuale griglia trimmed.

Osservato quindi costi e benefici di tali mesh si è proseguito a studiare un'alternativa con mesh trimmed che chiameremo "MOD_4", che si è rivelata più affidabile in termini di cell quality post evento AMR e meno dispendiosa in tempo.

Si osserva in [Figura 6.47](#) e [Figura 6.48](#) come in molte situazioni post-AMR event il modello ricavi celle di pessima qualità con elevato aspect ratio e volume change. Ciò causa oltretutto un'interfaccia aria/olio più sparsa, portando ad una presenza di volume fraction più diffusa (non 0 o 1, aria o olio, ma molti più valori di mixture, con dubbio valore fisico), portando il flusso generale ad essere più "sguazzante" del dovuto.

Si può invece osservare in [Figura 6.49](#) e [Figura 6.50](#) che durante un AMR event con una mesh trimmed la qualità della cella rimane identica a quella della cella madre. Inoltre è molto più uniforme, ordinata e semplice controllarne i limiti tramite l'AMR minimum size, mentre prima, con le celle poliedriche era meno intuibile l'effetto su celle con elevati aspect ratio.

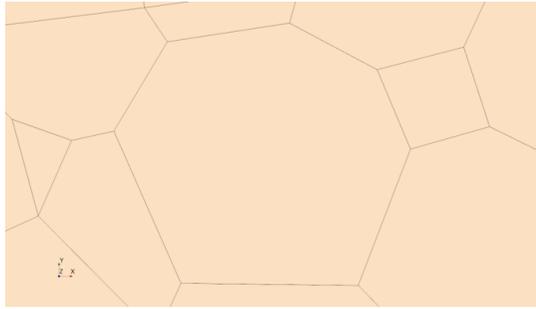


Figura 6.47: Cella poliedrica pre AMR-event

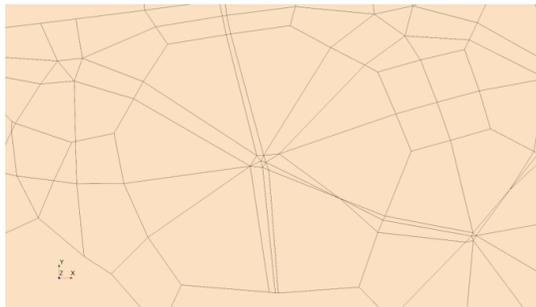


Figura 6.48: Cella poliedrica post AMR-event

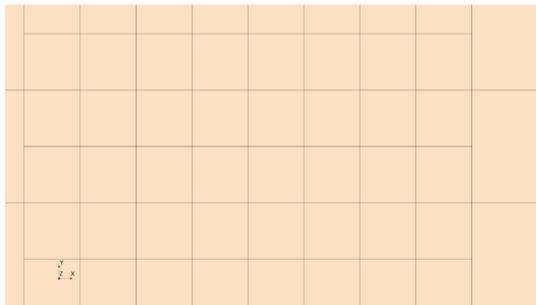


Figura 6.49: Cella trimmed pre AMR-event

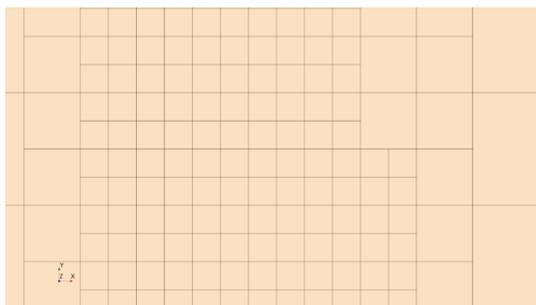


Figura 6.50: Cella trimmed post AMR-event

Si osservano ora in [Figura 6.51](#) e in [Figura 6.52](#) due indici di bontà della mesh, in un flusso già sviluppato e con l'Adaptive Mesh Refinement in moto, per la mesh poliedrica e per la mesh trimmed. La qualità superiore della mesh trimmed è inequivocabile, soprattutto osservando la grandissima quantità di celle con volume change bassa per quanto riguarda la mesh poliedrica.

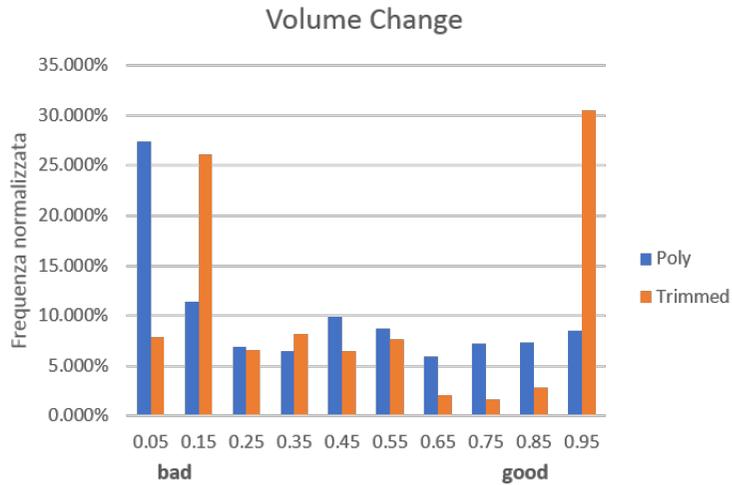


Figura 6.51: Istogramma di distribuzione di volume change.

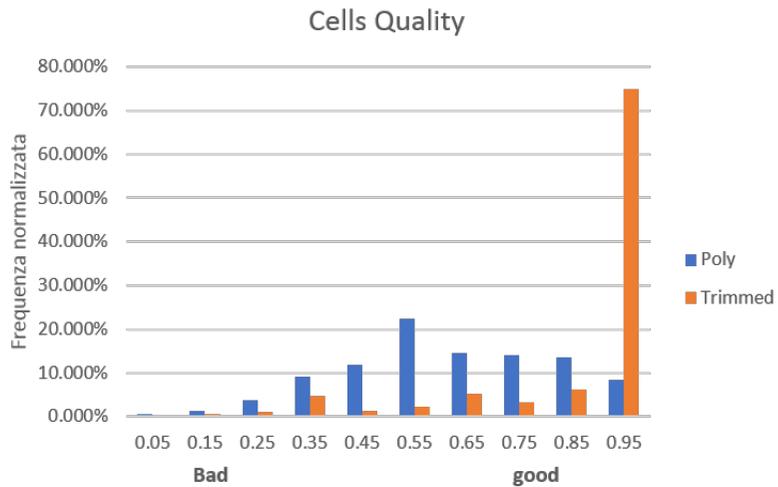


Figura 6.52: Istogramma di distribuzione di cell quality.

Il contro principale della mesh trimmed è che quando questa non è allineata col flusso, provoca diffusione numerica.

In particolare, sono quattro di nove i getti che si trovano molto disallineati con le direzioni preferenziali di mesh. Si è cercato di ovviare al problema infittendo la mesh iniziale in un volume conico di espulsione dell'olio. Non si raggiunge il risultato dell'immagine di sinistra ma si è dovuto accettare questo compromesso.

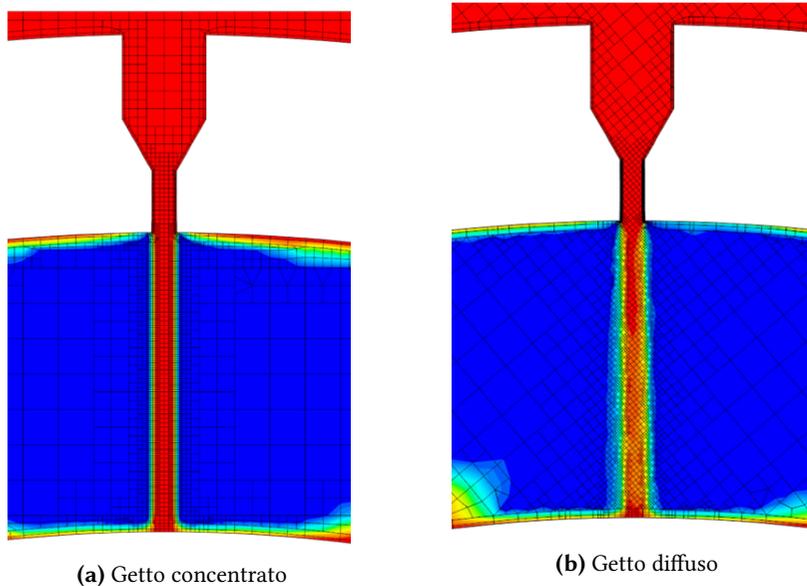


Figura 6.53: Svantaggi nell'usare una mesh trimmed. A sinistra il risultato quando la mesh è allineata col getto, a destra quando è disallineata.

Si riportano i valori di mesh trimmed utilizzati per "MOD_4".

- Base Size = 1 mm
- Minimum Size = 100%
- Target Size = 200%
- Surface Growth Rate = 1.3
- Volume Growth Rate = fast
- Maximum Cell Size = 200%

A cui vanno ad aggiungersi dei Custom Control di volume conici per aiutare la discretizzazione dei getti d'olio, con una grandezza relativa pari a 25% ed una grandezza massima della più piccola cella figlia generabile dall'AMR pari al 12.5% del base size, ovvero 0.125 mm.

6.5 Mesh convergence

Trovata finalmente una tipologia di mesh e una configurazione di simulazione tale da garantire uno sviluppo accurato del campo di moto, è stata effettuata una operazione di convergenza di mesh a tre punti allo scopo di alleggerire la mesh di partenza e diminuire il tempo di calcolo.

I tre punti di *mesh convergence* sono stati ottenuti aumentando e diminuendo il base size del 25% rispetto alla mesh iniziale di MOD_4 (e di conseguenza anche del valore AMR del limite sulla cella figlia più piccola).

A rigore di nomenclatura si è rinominata la "MOD_4", "MOD_4b". Ci si riferirà quindi a "MOD_4a" per la mesh più grezza con base size 1.25 e a "MOD_4c" per la mesh più raffinata con base size 0.75. I valori tra parentesi riferiscono il dato al valore della simulazione centrale MOD_4b.

Sim Name	Base Size	Starting Mesh [M]	Developed Mesh [M]	Elapsed Time per Timestep [s]	Total Elapsed Time [gg]
MOD_4a	1.25	0.64 (-23%)	1.24 (-13%)	2.54 (-7%)	1.84 (-7%)
MOD_4b	1	0.83	1.43	2.73	1.98
MOD_4c	0.75	1.25 (+50%)	2.15 (+50%)	3.86 (+41%)	2.79 (+41%)

Figura 6.54: Tabella di dati di mesh e tempi della convergenza di mesh.

Si è osservata la distribuzione di fase e dall'intervallo di confidenza si è osservato come alleggerire o infittire la mesh non abbia portato a risultati di rilievo, con i valori pressoché costanti.

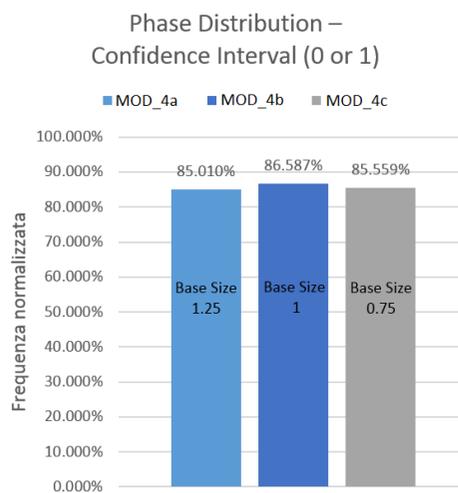


Figura 6.55: Intervallo di confidenza di aria e olio. Dati presi a 2.0s di tempo fisico.

Gli altri due parametri tenuti sotto controllo sono il valore degli HTC degli avvolgimenti e la temperatura del fluido in uscita.

I valori degli HTC, calcolati con la field function "Specified Y+ Heat Transfer Coefficient", si mantengono costanti in ognuno dei casi simulati, con oscillazioni non significative di qualche punto percentuale.

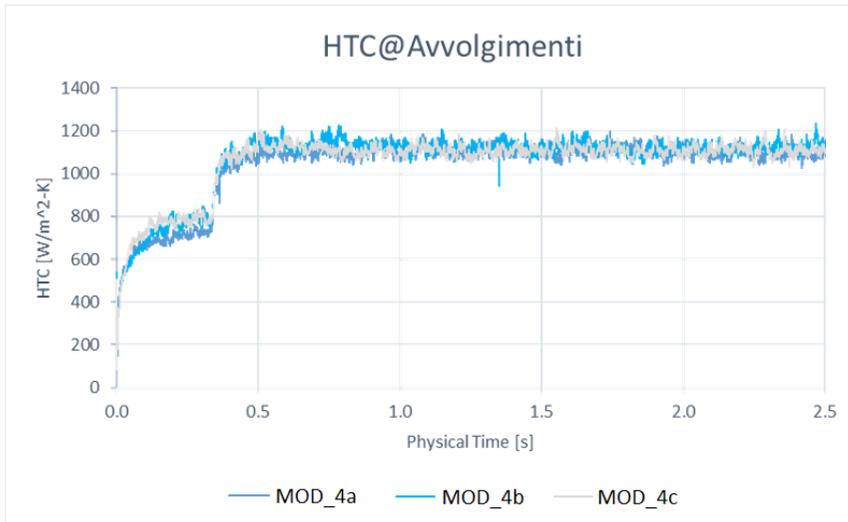


Figura 6.56: Valori degli HTC nei 3 casi.

SIM Name	Time avg HTC @Avvolgimenti[°C]
MOD_4a	1103 (-1.8%)
MOD_4b	1123
MOD_4c	1111 (-1.0%)

Figura 6.57: Media temporale dei valori degli HTC nei 3 casi ⁸

⁸ I valori di media temporale sono calcolati dal momento in cui questi cominciano a stabilizzarsi, da 1.0s fino alla fine della simulazione, a 2.5s.

I valori di temperatura del fluido all'outlet del dominio sono costanti, l'infittimento o l'ispessimento della mesh non ha portato a differenze nei valori medi di temperatura.

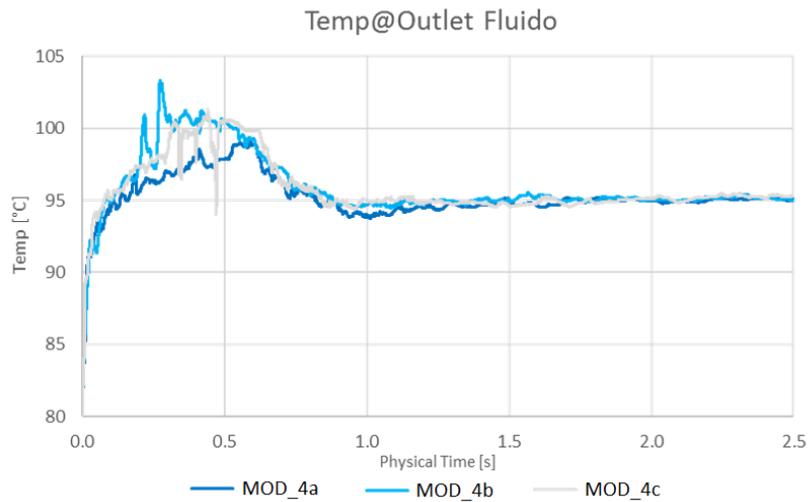


Figura 6.58: Valori di temperatura di fluido all'outlet nei 3 casi.

SIM Name	Temperatura Outlet Fluido[°C]
MOD_4a	94.8 (-0.2%)
MOD_4b	95
MOD_4c	95 (+0%)

Figura 6.59: Media temporale dei valori di temperatura di fluido all'outlet nei 3 casi⁹

Osservato che non esistono ragioni per non scegliere la mesh più leggera, la scelta finale di questo elaborato ricade sulla simulazione MOD_4a, per cui il tempo computazionale è visibilmente minore e per cui i valori di accuratezza non subiscono peggioramenti.

⁹ I valori di media temporale sono calcolati dal momento in cui questi cominciano a stabilizzarsi, da 1.0s fino alla fine della simulazione, a 2.5s.

6.6 Risultati

6.6.1 CPU-Time

In questa ultima sezione si tirano le somme di quel che si è fatto, riepilogando i risultati ottenuti sotto forma di grafici e tabelle.

SIM Name	MODIFICA APPLICATA	Mesh			ETPT _{media} [s]	Tempo fisico di Convergenza [s]	CPU-Time per arrivare a convergenza [gg]
		Tipo	Starting cells [M]	Maximum cells [M]			
MOD_0	---	Poliedrica	1.6	1.6	4.78	6	13.27
MOD_1	AMR	Poliedrica	0.49	>2.5	>5.93 (+24%)	6	>16.48 (+24%)
MOD_2	Sharpening Factor	Poliedrica	0.49	1.4	4.97 (+4%)	2.5	3.6 (-72%)
MOD_3	Regione unica	Poliedrica	0.64	1.7	3.56 (-26%)	2.5	2.57 (-81%)
MOD_4b	Trimmed Mesh	Trimmed	0.83	1.4	2.54 (-47%)	2.5	1.98 (-85%)
MOD_4a	Mesh convergence	Trimmed	0.64	1.24	2.73 (-42%)	2.5	1.84 (-86%)
MOD_4c	Mesh convergence	Trimmed	1.25	2.15	3.86(-19%)	2.5	2.79 (-79%)

Figura 6.60: Tabella riassuntiva delle simulazioni. Mesh e tempistiche in rilievo.¹⁰

Si commentano i risultati in tabella (Figura 6.60) in cui si monitorano le prestazioni computazionali delle simulazioni effettuate, per cui si ricordano essere state effettuate a parità di potenza computazionale (80 core fisici). Tra parentesi, si trovano i valori percentuali riferiti alla simulazione di partenza MOD_0.

Troviamo nella prima colonna tutte le "MOD" descritte nei precedenti paragrafi. La seconda colonna è riferita alle modifiche apportate a quella simulazione rispetto alla precedente.

La terza macro-colonna è riferita alla mesh: tipologia, numero di celle di partenza e numero di celle massime presenti nel dominio.

Vi è poi la colonna dell'ETPS (*Elapsed Time per Time-step*) medio di tutta la simulazione. Questo parametro è molto importante per comprendere intrinsecamente quanto il calcolo è stato accelerato.

La colonna successiva riguarda il tempo fisico di simulazione necessario a raggiungere la convergenza delle masse: una nota importante in quanto la fisica del problema è cambiata radicalmente nel corso dello studio, permettendo alla simulazione di stabilizzarsi prima.

L'ultima colonna si riferisce al tempo computazionale necessario per arrivare alla convergenza delle masse. Dato utile, perché quello utile a fini pratici, di design.

In rosso è evidenziata la simulazione scelta come miglior prodotto di questo lavoro di tesi.

¹⁰ Il simbolo ">" che si trova nella riga di MOD_1 è presente perché la simulazione è stata abbandonata a 3.4s di simulazione, in quanto stava toccando valori di mesh troppo elevati ed in crescita (per questo il simbolo ">") e quindi valori di ETPS crescenti a loro volta.

6.6.2 Accuratezza

Con accuratezza ci si riferisce al grado di implementazione corretta del modello VOF, dove più è sottile l'interfaccia tra le fasi, più è possibile discretizzare bene il flusso multifase.

Si confrontano in [Figura 6.61](#) gli intervalli di confidenza in cui trovare o solo aria o solo olio all'interno delle griglia del dominio fluido.

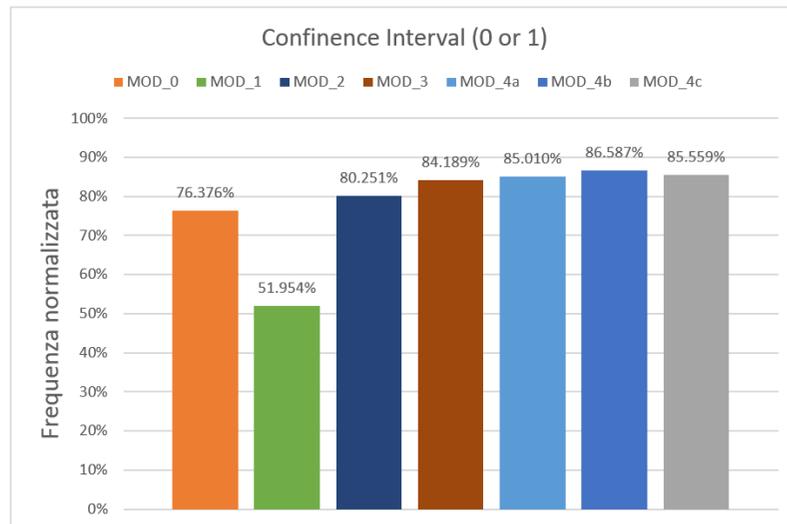


Figura 6.61: Istogramma riassuntivo degli intervalli di confidenza nel trovare aria od olio nel dominio fluido.

A parte MOD_1, che è stata la prima implementazione del modello AMR, con scarso successo, si nota come nel proseguire la fase mista, che è complementare ai dati esposti nell'istogramma, dal 24% di MOD_0 diminuisca fino ad un 15% di MOD_4a, la simulazione infine scelta.

Questo calo di fase mista di interfaccia che in valore assoluto può sembrare poco, equivale ad una riduzione relativa della fase mista del 37.5%.

L'effetto di tale cambiamento si è fatto sentire in tutta la fisica del calcolo. Inizialmente avevamo un flusso multifase dominato dagli effetti di trasporto convettivi dovuti al movimento rotatorio delle superfici, che faceva schizzare il fluido artificioso (con proprietà fisiche intermedie tra aria ed olio) ovunque nella camera di raffreddamento.

L'effetto della diminuzione della fase mista si è fatto qui sentire, portando il flusso multifase ad essere meno soggetto alle pareti rotanti e più alla forza di gravità e forze di coesione, portando non più ad un flusso costantemente in circolo, ma alla formazione di un pozzetto sul fondo della cooling chamber, conseguenza del trasporto convettivo più rilassato.

Viene meno infine la periodicità di trasferimento di massa tra le zone interne e quelle esterne che ha permesso di stabilizzare la simulazione.

Si mostrano infine i valori di HTC degli avvolgimenti statorici, parte critica del motore per quanto riguarda il contenimento delle temperature.

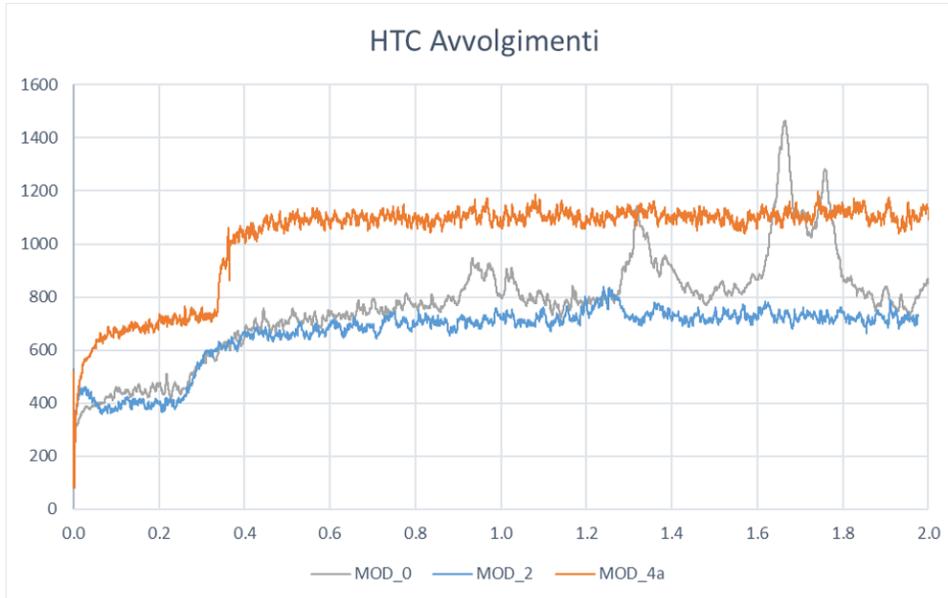


Figura 6.62: Grafico che mostra l'andamento degli HTC nelle 3 simulazioni chiave di questo elaborato.

Si espongono le 3 simulazioni chiave dell'elaborato, quella iniziale MOD_0, quella intermedia MOD_2 e quella di MOD_4a.

MOD_0 e MOD_1 subiscono l'effetto del minor scambio di calore che si verificava per colpa della fase intermedia, la quale aveva valori di c_p di molto inferiori rispetto al fluido composto unicamente da olio.

Di conseguenza il contatto con le pareti degli avvolgimenti statorici di questa fase mista portava a valori di HTC di molto inferiori a quelli che si si aspettava. (l'oscillazione negli HTC di MOD_0 è parte del moto periodico di massa di olio e fase mista di cui si parlava precedentemente)

A ciò rimedia la simulazione MOD_4a: l'olio, essendo molto più presente di prima, riesce a meglio a "strappare" calore dalla superficie degli avvolgimenti, avvicinandosi a risultati più accurati.

In questo elaborato si è dimostrato come sia possibile applicare con successo il modello VOF con l'ausilio dell'Adaptive Mesh Refinement per accorciare i tempi ed aumentare l'accuratezza dei risultati di simulazione in caso di flussi interni multifase a scopo di raffreddamento di un eMotor.

Ci si è addentrati a fondo nelle possibilità offerte dal software STAR-CCM+ e dei suoi modelli, per personalizzarli e ricavare una ottimizzazione che ha permesso di ridurre del 47% il tempo necessario a simulare un passo temporale, di abbassare del 37.5% la diffusione numerica di interfaccia tra le due fasi fluide ed infine ottenere una diminuzione del tempo computazionale necessario per arrivare alla soluzione del 86%.

In questo lavoro si sono osservati tuttavia anche i limiti di applicabilità del modello VOF. È stato possibile simulare solamente il flusso multifase nello stato di free surface, mancando di simulare la fase dispersa di bolle e gocce di olio. L'incapacità di ciò non è insita nel modello in sé, ma nella enorme richiesta computazionale necessaria a simulare flussi multifase multi-scala in quanto sarebbe inevitabile raffinare la mesh a livelli quasi microscopici.

In generale si osserva quindi la limitatezza dei metodi ai volumi finiti a questi scopi, lasciando aperte le porte a sviluppi futuri con metodi lagrangiani del tipo Lattice-Boltzmann o Smoothed-particle Hydrodynamics (SPH), molto più adatti nel caso ci si voglia addentrare anche nello studio di fenomeni multifase multi-scala.

Si mostra nei prossimi box l'output di STAR-CCM+ fonte delle informazioni precedenti, evidenziando in giallo la presenza dell'informazione di tempo percentuale.

L'output del caso con 3 regions e 2 internal interface aggiornate.

```
Scheduling region for Adaption: Circuito
Scheduling region for Adaption: MRF_ant
Scheduling region for Adaption: Volume
Resetting interfaces
Boundary interfaces reset for Adaption (2) : Interface 1, Interface 3,
Boundary interfaces kept during Adaption (9) : Interface 5, Interface 6, Interface
7, Interface 8, Interface 9, Interface 10, Interface 11, Interface 12, Interface 13,
Region: Circuito, Added primary mid side vertices: 0, Added halo mid side
vertices: 0
Region: Circuito, Added primary mid face vertices: 0, Added halo mid face
vertices: 0
Region: Circuito, Added primary mid cell vertices: 0
Total AMR statistics: # refined: 39 # coarsened: 704 # copied: 123260
AMR Timing: Vertex creation: (6.37, 0.0806159) Data preparation 1: (0.05,
0.00226241) Mesh construction 1: (0.56, 0.0304747) Region construction: (2.82,
0.0362845) Total mesh construction: (14.21, 0.216663)
Mesh of the region Circuito adapted.
Removing 886 vertices from region Circuito
Region: MRF_ant, Added primary mid side vertices: 213, Added halo mid side
vertices: 0
Region: MRF_ant, Added primary mid face vertices: 110, Added halo mid face
vertices: 0
Region: MRF_ant, Added primary mid cell vertices: 12
Total AMR statistics: # refined: 270 # coarsened: 6765 # copied: 343231
AMR Timing: Vertex creation: (1.9, 0.025084) Data preparation 1: (0.14,
0.00261325) Mesh construction 1: (1.17, 0.0503628) Region construction: (5.62,
0.058915) Total mesh construction: (16.56, 0.229984)
Mesh of the region MRF_ant adapted.
↓
```

```

⇓
Removing 7952 vertices from region MRF_ant
Region: Volume, Added primary mid side vertices: 147, Added halo mid side
vertices: 0
Region: Volume, Added primary mid face vertices: 78, Added halo mid face
vertices: 0
Region: Volume, Added primary mid cell vertices: 10
Total AMR statistics: # refined: 604 # coarsened: 11930 # copied: 832674
AMR Timing: Vertex creation: (2.3, 0.0287054) Data preparation 1: (0.14,
0.0148632) Mesh construction 1: (2.19, 0.0631427) Region construction: (6.82,
0.0869222) Total mesh construction: (21.26, 0.276064)
Mesh of the region Volume adapted.
Removing 12146 vertices from region Volume
AMR time: (194.49,2.471) Total SIM time: (2777.1,35.227) % AMR time
(26.549,26.606)
Hexes #: 43315 Tets #: 1 Wedges #: 51 Pyramids #: 0 Poly #: 80628
Quad/Tri Poly #: 28 Undef #: 0 Out of range #: 0
Hexes #: 164091 Tets #: 0 Wedges #: 260 Pyramids #: 0 Poly #: 185095
Quad/Tri Poly #: 359 Undef #: 0 Out of range #: 0
Hexes #: 665739 Tets #: 13 Wedges #: 91 Pyramids #: 0 Poly #: 179398
Quad/Tri Poly #: 1431 Undef #: 0 Out of range #: 0

Updating 2 boundary mode interfaces
Interface 1: 23839 intersection faces (100% of master area, 99.998% of slave area)
Interface 3: 756 intersection faces (98.061% of master area, 99.946% of slave area)
Re-partitioning
    
```

L'output del caso con 3 regions e 1 internal interface aggiornata.

```
Scheduling region for Adaption: Circuito
Scheduling region for Adaption: MRF_ant
Scheduling region for Adaption: Volume
Resetting interfaces
Boundary interfaces reset for Adaption (1) : Interface 1,
Boundary interfaces kept during Adaption (10) : Interface 3, Interface 5, Interface
6, Interface 7, Interface 8, Interface 9, Interface 10, Interface 11, Interface 12,
Interface 13,
Region: Circuito, Added primary mid side vertices: 0, Added halo mid side
vertices: 0
Region: Circuito, Added primary mid face vertices: 0, Added halo mid face
vertices: 0
Region: Circuito, Added primary mid cell vertices: 0
Total AMR statistics: # refined: 36 # coarsened: 610 # copied: 122752
AMR Timing: Vertex creation: (9.44, 0.120166) Data preparation 1: (0.02,
0.00195045) Mesh construction 1: (0.46, 0.0318605) Region construction: (2.94,
0.0392377) Total mesh construction: (17.73, 0.261222)
Mesh of the region Circuito adapted.
Removing 743 vertices from region Circuito
Region: MRF_ant, Added primary mid side vertices: 59, Added halo mid side
vertices: 0
Region: MRF_ant, Added primary mid face vertices: 28, Added halo mid face
vertices: 0
Region: MRF_ant, Added primary mid cell vertices: 3
Total AMR statistics: # refined: 305 # coarsened: 7907 # copied: 377515
AMR Timing: Vertex creation: (1.13, 0.0157378) Data preparation 1: (0.07,
0.00226041) Mesh construction 1: (1.29, 0.0367032) Region construction: (2.17,
0.0285469) Total mesh construction: (10.92, 0.159206)
Mesh of the region MRF_ant adapted.
⇓
```

```

⇓
Removing 9765 vertices from region MRF_ant
Region: Volume, Added primary mid side vertices: 167, Added halo mid side
vertices: 0
Region: Volume, Added primary mid face vertices: 97, Added halo mid face
vertices: 0
Region: Volume, Added primary mid cell vertices: 13
Total AMR statistics: # refined: 507 # coarsened: 11511 # copied: 821157
AMR Timing: Vertex creation: (4.29, 0.0564246) Data preparation 1: (0.11,
0.00246372) Mesh construction 1: (1.96, 0.0458564) Region construction: (3.86,
0.0485238) Total mesh construction: (18.11, 0.233605)
Mesh of the region Volume adapted.
Removing 11934 vertices from region Volume
AMR time: (235.39,2.9885) Total SIM time: (7.2251e+05,9185) % AMR time
12.714,12.682)
Hexes #: 42678 Tets #: 1 Wedges #: 51 Pyramids #: 0 Poly #: 80653
Quad/Tri Poly #: 27 Undef #: 0 Out of range #: 0
Hexes #: 200772 Tets #: 0 Wedges #: 259 Pyramids #: 0 Poly #: 183577
Quad/Tri Poly #: 359 Undef #: 0 Out of range #: 0
Hexes #: 651601 Tets #: 12 Wedges #: 89 Pyramids #: 0 Poly #: 179992
Quad/Tri Poly #: 1377 Undef #: 0 Out of range #: 0

Updating 1 boundary mode interface
Interface 1: 27476 intersection faces (100% of master area, 99.998% of slave area)
Re-partitioning

```

L'output del caso con 1 region e 0 internal interface aggiornate.

```
Scheduling region for Adaption: SOMMA
Resetting interfaces
Boundary interfaces reset for Adaption (0) :
Boundary interfaces kept during Adaption (0) :
Region: SOMMA, Added primary mid side vertices: 0, Added halo mid side
vertices: 0
Region: SOMMA, Added primary mid face vertices: 0, Added halo mid face
vertices: 0
Region: SOMMA, Added primary mid cell vertices: 0
Total AMR statistics: # refined: 1226 # coarsened: 11013 # copied: 2135812
AMR Timing: Vertex creation: (1.65, 0.0716246) Data preparation 1: (0,
0.00786053) Mesh construction 1: (1.05, 0.0584932) Region construction: (0.75,
0.0442173) Total mesh construction: (11.3, 0.267542)
Mesh of the region SOMMA adapted.
Removing 11278 vertices from region SOMMA
AMR time: (39.85,0.73119) Total SIM time: (2.7216e+07,3.4378e+05) % AMR time
(4.3844,4.7066)
Hexes #: 1735295 Tets #: 9799 Wedges #: 126061 Pyramids #: 361 Poly #: 215178
Quad/Tri Poly #: 60260 Undef #: 0 Out of range #: 0
Re-partitioning
```


Bibliografia

- [And95] J.D. Anderson. **Computational Fluid Dynamics**. Computational Fluid Dynamics: The Basics with Applications. McGraw-Hill Education, 1995. ISBN: 9780070016859. URL: <https://books.google.it/books?id=dJceAQAIAAJ> (cit. alle pp. 6, 8).
- [Bur12] G. Buresti. **Elements of Fluid Dynamics**. Imperial College Press, 2012. DOI: 10.1142/p848. eprint: <https://www.worldscientific.com/doi/pdf/10.1142/p848>. URL: <https://www.worldscientific.com/doi/abs/10.1142/p848> (cit. alle pp. 6, 11–13).
- [DAm20] D. D’Ambrosio. *Appunti di fluidodinamica computazionale*. 2020 (cit. a p. 22).
- [FP02] J. H. Ferziger e M. Perić. **Computational Methods for Fluid Dynamics**. Third. Berlin: Springer, 2002. ISBN: 978-3-540-42074-3. DOI: 10.1007/978-3-642-56026-2. URL: <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-56026-2> (cit. alle pp. 22, 23, 25, 26).
- [HN81] C. W. Hirt e B. D. Nichols. **Volume of fluid (VOF) method for the dynamics of free boundaries**. *J. Comput. Phys.; (United States)* (gen. 1981). DOI: 10.1016/0021-9991(81)90145-5. URL: <https://www.osti.gov/biblio/6438937> (cit. a p. 31).
- [MP17] S. Muzaferija e M. Peric. In: nov. 2017. URL: <https://www.researchgate.net/publication/320979291> (cit. alle pp. 29, 31).
- [Pie19] S. Pieraccini. *Appunti di metodi numerici*. 2019 (cit. a p. 23).
- [Sie21] Siemens. *Star-CCM+ User Guide*. 2021 (cit. alle pp. 14, 26, 27, 31, 33, 53, 63).
- [Sys17] BETA CAE Systems. *ANSA User Guide*. 2017 (cit. a p. 43).
- [Ton14] W. Tong. **Mechanical Design of Electric Motors**. Apr. 2014, 1–680. ISBN: 9780429145025. DOI: 10.1201/b16863 (cit. a p. 37).
- [YT19a] G. H. Yeoh e J. Tu. «Chapter 3 - Solution Methods for Multiphase Flows». In: *Computational Techniques for Multiphase Flows (Second Edition)*. A cura di G. H. Yeoh e J. Tu. Second Edition. Butterworth-Heinemann, 2019, 85–226. ISBN: 978-0-08-102453-9. DOI: <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-102453-9.00003-9>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780081024539000039> (cit. a p. 28).
- [YT19b] G. H. Yeoh e J. Tu. «Chapter 6 - Free Surface Flows». In: *Computational Techniques for Multiphase Flows (Second Edition)*. A cura di G. H. Yeoh e J. Tu. Second Edition. Butterworth-Heinemann, 2019, 415–462. ISBN: 978-0-08-102453-9. DOI: <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-102453-9.00006-4>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780081024539000064> (cit. alle pp. 17, 29).