



Politecnico di Torino

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Elettrica:

e-Mobility and Smart Grid

Sessione di Laurea: Luglio 2026

Sistema di raffreddamento di inverter a 9 fasi

Simulazioni, analisi e modifica di un componente in PVC
del sistema di raffreddamento

Relatore:

Prof. Paolo Guglielmi

Candidato:

Luca Pollone

Matricola 308142

Anno Accademico 2025/2026

Indice

Elenco delle figure	ii
Elenco delle tabelle	iii
1 Sistema di raffreddamento	1
1.1 Analisi generale del problema	1
1.2 Studio preliminare del Modello	2
2 Analisi dell’Assieme e modifica dell’anello di raffreddamento	4
2.1 Creazione del condotto del fluido	4
2.2 Assieme e Boundary Conditions	6
2.3 Tipologia di analisi	8
2.4 Inizializzazione del Flow Simulation	8
2.5 Simulazione delle perdite	10
2.6 “Goal” della simulazione: velocità e temperatura	13
2.7 Studio delle modifiche alla struttura dell’anello di PVC	15
3 Analisi dei risultati ottenuti	22
4 Idea per un nuovo anello in PVC	28
4.1 Analisi concettuale dell’anello in PVC	28
4.2 Possibile implementazione	29
4.3 Analisi della simulazione e studio dei risultati preliminari	31
Bibliografia e Sitografia	38

Elenco delle figure

1.1	Immagine del Sistema complessivo	2
1.2	Anello di Raffreddamento in PVC	3
2.1	Cavità prodotta dallo Sweep	5
2.2	Condizine Lid 1	7
2.3	Condizione Lid 2	7
2.4	Condotto per il flow simulation	9
2.5	Parallelepipedi per Volume Heat Source	11
2.6	Pareti per Wall Heat Source	12
2.7	Corrente nelle diverse Fasi	13
2.8	Perdite da test in Laboratorio	13
2.9	Sensori nell’anello raffreddamento	15
2.10	Ripartizione velocità nei condotti	16
2.11	Strozzatura a semicorona	17
2.12	Estrusione connessione del DC	19
2.13	Estrusione finale dell’anello di PVC	20
2.14	Ripartizione strozzature sull’anello	21
3.1	Sezione cut plot PVC	23
3.2	Sezione cut plot DC	24
3.3	Sezione cut plot Aria	27
4.1	Cuscinetto a sfera	29
4.2	Modifica dei fori di collegamento	30
4.3	Nuovi collegamenti di PVC	30
4.4	Struttura finale del nuovo assieme	31
4.5	Cut plot fluidi dell’Assieme 2	35
4.6	Cut plot corpi dell’Assieme 2	36

Elenco delle tabelle

2.1	Condizioni iniziali della Simulazione	6
2.2	Proprietà del glicole	10
2.3	Proprietà del glicole 50/50	10
2.4	Velocità misurate nei vari condotti	18
2.5	Velocità [m/s] per strozzature costanti di vari diametri	18
3.1	Condizioni finali di temperatura, velocità e pressione del fluido . .	23
3.2	Temperature dell'anello in PVC	24
3.3	Temperature del DC in alluminio	25
3.4	Dati fluidodinamici e termici della simulazione	26
4.1	Parametri nuovo Assieme	32
4.2	Risultati dopo una prima fase di strozzature	32
4.3	Parametri del fluido nei punti di rilevamento	33
4.4	Parametri del condotto di INPUT e OUTPUT del Fluido (4 mm)	33
4.5	Dati fluidodinamici e termici del nuovo Assieme	34
4.6	Parametri di fluido nei punti di rilevazione, con diversa sezione sui Lids	34
4.7	Parametri del condotto di INPUT e OUTPUT del Fluido (3 mm)	35
4.8	Confronto del calore termico assorbito per due diametri diversi . .	35

Capitolo 1

Sistema di raffreddamento

1.1 Analisi generale del problema

Se si vuole ottimizzare e rendere successivamente operativo un sistema, composto da un motore e un inverter, lo si deve studiare e analizzare per limitarne le possibili fonti di perdite e di malfunzionamento. Inoltre per ottenere una configurazione che presenti alte prestazioni, oltre alla scelta appropriata dei diversi componenti, è necessaria una corretta analisi termica della struttura complessiva.

In questa trattazione, si focalizza l'attenzione sul sistema di raffreddamento di un inverter che controlla un motore composto da 9 fasi. L'alto numero di fasi del motore è dovuto alla necessità di migliorare le prestazioni in ambienti specifici.

Il sistema preso in considerazione, è composto dal motore, dall'inverter e dal sistema di raffreddamento. L'inverter è composto da nove gambe appositamente collocate nel sistema di raffreddamento toroidale in PVC. La configurazione è stata strutturata al fine di ottenere le massime prestazioni per analizzare eventuali problematiche che possono presentare scompensi di tipo termodinamico, come punti caldi localizzati o sovratemperatures elevate tra le diverse zone, dato che tali condizioni potrebbero danneggiare e causare malfunzionamenti nei componenti elettrici.

Nello specifico in questa trattazione si vuole porre l'attenzione sul blocco di raffreddamento, ovvero il toroide in PVC rigido, e attraverso le modifiche apportate renderlo il più ottimale possibile. L'aspetto principale di questa ricerca è pertanto quello di intervenire sulla struttura del percorso del fluido per farlo ricircolare direttamente all'interno del toroide di PVC, consentendo dunque di bypassare il motore. Questa modifica permette di limitare la temperatura raggiunta dal fluido di raffreddamento non essendo presenti scambi termici con le alte temperature di funzionamento del motore, essendo quest'ultime notevolmen-

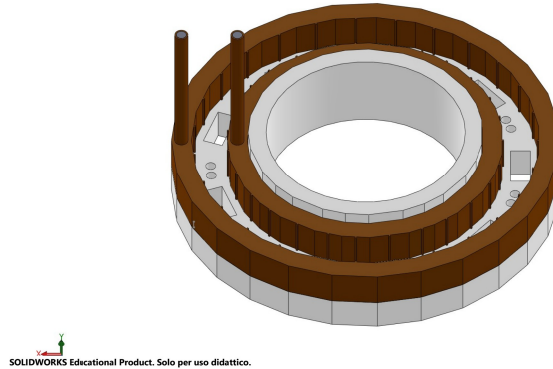


Figura 1.1: Immagine del Sistema complessivo

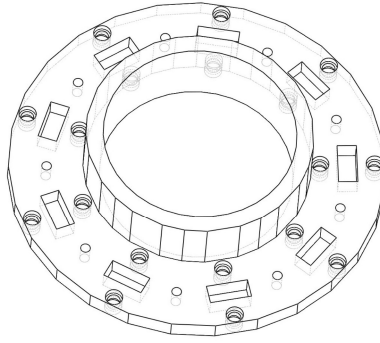
te maggiori di quelle di funzionamento dell'inverter. Il sistema che è analizzato viene mostrato in Fig. (1.1). Dalla figura si osserva che la struttura semplificata è composta solamente dai due componenti di collegamento della corrente (DC) in alluminio e il toroide in PVC rigido.

1.2 Studio preliminare del Modello

Lo studio è basato sulla modifica preliminare del toroide di raffreddamento e sulla creazione dell'Assieme. Si vuole dunque implementare un modello in SolidWorks che rispecchi al meglio la realtà e permetta di creare e modificare il componente in PVC rigido per analizzare le prestazioni.

Inizialmente il toroide era composto da nove cavità di forma prismatica a base rettangolare disposte lungo tutta la corona, con il compito di ospitare i condensatori. Invece, le posizioni dove sarebbero state inserite le varie gambe dell'inverter sono leggermente rialzate e collocate direttamente tra i due anelli del DC più e meno. Nella sezione inferiore del toroide erano presenti anche dei fori passanti attraverso l'anello in direzione del motore sottostante sia per il passaggio di fluido sia per quello della corrente. La conformazione iniziale del componente prima delle modifiche è illustrata nella Fig. (1.2).

Da un'analisi preliminare si è osservato che in questa configurazione il passaggio del fluido attraverso il toroide e poi nel motore, prima di richiudere il condotto attraverso l'altro lato del DC, portava ad un innalzamento troppo elevato della temperatura. Questo era dovuto ad una differenza eccessiva tra le temperature



 SOLIDWORKS Educational Product. Solo per uso didattico.

Figura 1.2: Anello di Raffreddamento in PVC

di funzionamento dell'inverter e quelle del motore. Per tale motivo si è deciso di apportare alcune modifiche al condotto e richiudere il percorso del fluido all'interno della corona del toroide in PVC. Questo permette di sfruttare tutto l'innalzamento di temperatura del fluido, dovuto al calore termico assorbito, per mitigare le sovratemperature delle gambe dell'inverter.

Di conseguenza, per implementare tali modifiche alla struttura si è deciso di optare per un avvolgimento quasi semicircolare del condotto del fluido attorno agli alloggiamenti delle gambe. Tale modifica strutturale è sostenuta dalla termodinamica [1], secondo la quale la potenza termica trasferita è direttamente proporzionale al gradiente di temperatura, in questo caso tra il solido in PVC e il fluido. Per tale motivo risulta fondamentale evitare che il fluido refrigerante aumenti la propria temperatura nel motore, dato che questo aumento ridurrebbe la capacità di estrarre calore durante la richiusura del percorso nell'inverter.

Per limitare le modifiche alla struttura generale, i condotti di allacciamento del percorso sono stati progettati per utilizzare le connessioni e gli alloggiamenti preesistenti del DC più e del DC meno per il passaggio del fluido.

Sulla base dei risultati delle successive simulazioni, sempre con l'obiettivo di ottenere una configurazione ottimizzata, sono stati apportati ulteriori aggiustamenti ai diversi componenti. Ad esempio sono state aggiunte delle strozzature lungo le diramazioni, oppure sono state modificate le condizioni iniziali della simulazione.

Capitolo 2

Analisi dell'Assieme e modifica dell'anello di raffreddamento

In questa sezione saranno analizzate ed elaborate tutte le problematiche affrontate nel corso dello studio e della modifica del sistema di raffreddamento.

Inizialmente e nel corso dell'analisi, sono state fatte assunzioni per semplificare la trattazione e lo studio. A volte tali considerazioni sono state formulate in maniera erronea, ma tali errori hanno portato a comprendere meglio il problema, a modificarne la struttura e la simulazione, al fine di ottenere la migliore configurazione possibile per l'anello in PVC. L'obiettivo è infatti raggiungere un equilibrio tra la simulazione e il vero caso reale, per riuscire ad ottenere dei miglioramenti da implementare nel sistema esistente.

2.1 Creazione del condotto del fluido

Partendo dalla configurazione iniziale dell'anello di raffreddamento, Fig. (1.2), sono stati rimossi i condotti passanti del fluido, in quanto non vi era più la necessità di connessione con il motore. È stato inoltre aggiunto un secondo foro per le correnti in uscita dal motore, accanto a quello già preesistente, per permettere di chiudere più facilmente il circuito con l'inverter. La modifica principale e più impattante tuttavia, è da attribuire all'aggiunta di una cavità a forma di "U" per il passaggio del fluido refrigerante. Questo incavo è stato ricreato attraverso la funzione "Sweep", funzione taglio propria di SolidWorks, con una sezione circolare di diametro di 5 mm. Le caratteristiche principali che devono essere prese in considerazione durante la creazione dei 9 condotti a forma di "U" sono le seguenti:

- il diametro;

- l'ottimizzazione del percorso del fluido in relazione alle cavità rettangolari;
- la compatibilità con gli allacciamenti dei due DC.

Approfondendo meglio, il maggior diametro possibile scelto per il condotto è utile per ottimizzare il passaggio di fluido. Tuttavia occorre non compromettere la tenuta strutturale dell'anello di raffreddamento assottigliando troppo le pareti. Questa modifica porta due principali benefici:

- l'aumento della portata a parità di velocità;
- una maggior superficie di contatto per scambi di calore tra il fluido refrigerante e il toroide.

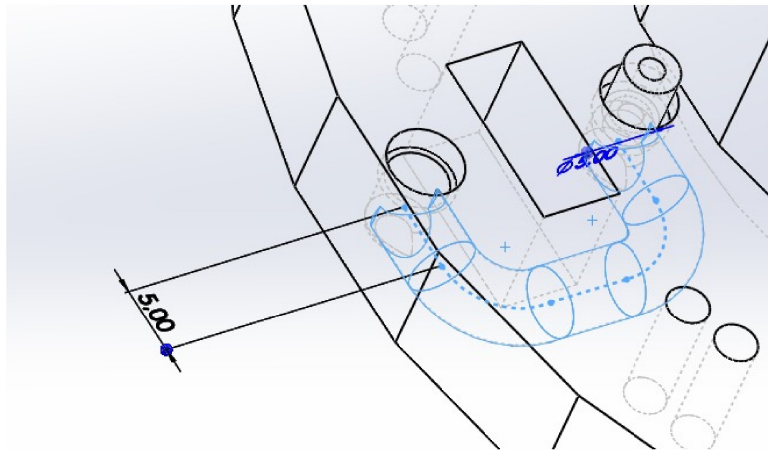


Figura 2.1: Cavità prodotta dallo Sweep

L'aumento della portata e l'aumento della superficie, a parità di gradiente termico tra fluido e pareti, favorisce un maggior scambio di calore [2]. Inoltre, durante la realizzazione di questo taglio, il condotto è stato ricavato in maniera tale da minimizzare lo spessore della parete tra il condotto e gli alloggiamenti rettangolari. Infine, l'ultima considerazione e accortezza è stata di mantenere una compatibilità con gli ingressi degli allacciamenti con il DC più e il DC meno. Questo accorgimento era necessario per permettere di avere un corretto trasferimento di fluido all'interno del condotto così creato. Si doveva ottenere un condotto che presentasse delle cavità perfettamente compatibili tra le varie parti dell'Assieme, dato che non dovevano essere presenti vie di fuga per il fluido. In Fig. (2.1) viene mostrato uno spaccato del toroide e il percorso della cavità passante, a forma di "U", sopra descritta.

2.2 Assieme e Boundary Conditions

Dopo le prime modifiche dell'anello di raffreddamento è stato creato un Assieme in SolidWorks che comprendesse tutti e tre i componenti:

- il toroide in PVC;
- l'anello DC più in alluminio;
- l'anello DC meno in alluminio.

Per creare correttamente il sistema sono stati impostati dei vincoli che creassero delle relazioni tra le diverse parti. Ad esempio, è stata imposta la coincidenza tra i fori dei diversi condotti oppure la coincidenza delle facce delle superfici a contatto. Queste condizioni erano necessarie per la futura creazione del percorso del fluido nella simulazione. Inoltre, oltre che dei vincoli tra i solidi, l'analisi necessita dell'imposizione di condizioni iniziali e al contorno.

Inizialmente, per controllare che il fluido circolasse in maniera coerente e che l'analisi dei fenomeni descritti fosse corretta, sono state impostate delle condizioni "base", che prevedono una temperatura standard nella simulazione, 20,05 °C, e una velocità ipotetica di 5 m/s per il fluido nei condotti. Tali velocità non sono rappresentative di condizioni in ambito reale, ma hanno permesso di capire meglio dove erano le criticità del sistema e dove bisognava modificare le condizioni e la struttura.

Subito dalle prime simulazioni, per esempio, è emersa una distribuzione non uniforme delle velocità dei condotti, poiché nei condotti ricavati vicino ai tubi di ingresso e uscita erano presenti velocità del fluido molto diverse rispetto ai condotti ricavati a 180°. Sono inoltre state simulate prove in presenza di pressione maggiore rispetto alla pressione atmosferica per aumentare la pressione del fluido nel condotto. Alla fine dell'analisi sono state scelte come condizioni iniziali

Grandezza	Unità di misura	Valore
Temperatura iniziale	°C	20,05
Velocità in ingresso	m/s	0,5
Pressione iniziale	Pa	202650

Tabella 2.1: Condizioni iniziali della Simulazione

quelle mostrate in Tab. (2.1). Queste condizioni sono state inizializzate su apposite facce dell'Assieme, come mostrato in Fig. (2.2) e in Fig. (2.3). Si osservi

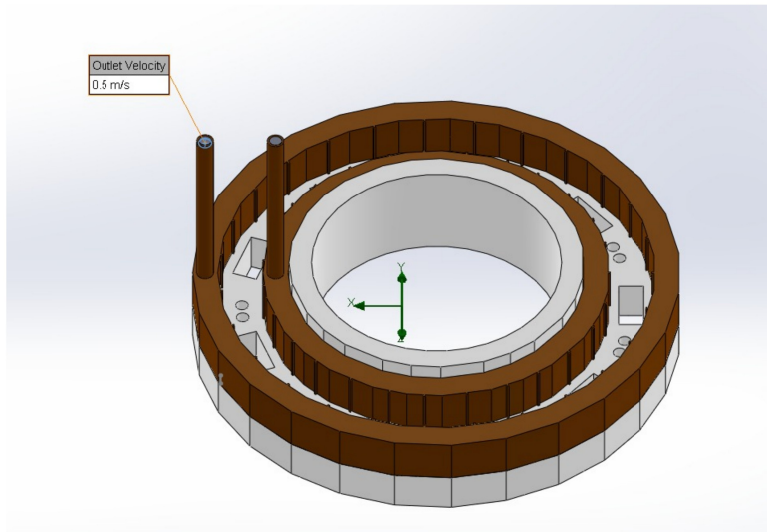


Figura 2.2: Condizione Lid 1

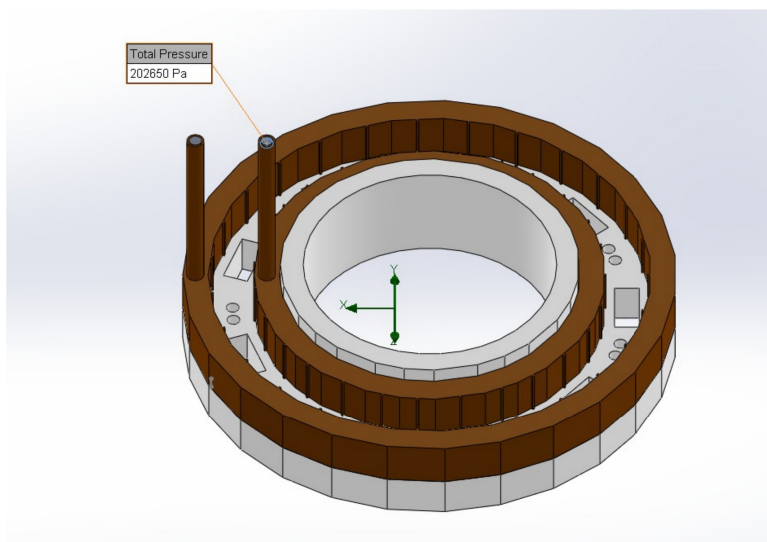


Figura 2.3: Condizione Lid 2

come tali condizioni sono situate nei Lids (simili a dei tappi) che, come illustrato successivamente, limitano il condotto dove scorrerà il fluido refrigerante.

2.3 Tipologia di analisi

In SolidWorks è possibile impostare diverse configurazioni per creare delle simulazioni il più possibile fedeli alla realtà, anche in relazione agli obiettivi dello studio che l'utente si prefigge. La scelta principale da operare, nei Flow Simulations, è tra simulazione interna o simulazione esterna. La prima simula tutti i comportamenti e le evoluzioni termiche dei corpi e della fluidodinamica, ma solo all'interno del volume circoscritto dai corpi presi in esame. La seconda configurazione, invece, prende in considerazione l'intero volume all'interno del Computational Domain, comprendente dunque anche l'aria oltre ai corpi solidi analizzati.

Sono state analizzate entrambe le configurazioni in quanto, per determinate prove o Heat Source specifiche, risultava più idonea una condizione o un'altra. Ad esempio, in relazione a dove venivano collocati i "Wall Heat Source" o i "Volume Heat Source" risultava più accurata l'una o l'altra impostazione. Non era possibile una scelta a priori delle condizioni della simulazione in quanto alcune configurazioni e parametri non erano compatibili con una delle due condizioni di Computational Domain.

Nella configurazione finale si è optato per adottare la configurazione esterna, dove il calore fornito dalla sorgente termica selezionata si trasferisce sia per conduzione tra le varie parti dell'Assieme, sia per convezione, scambiando calore con l'aria circostante. Quest'ultima considerazione sarà cruciale nella spiegazione di parte dei risultati ottenuti.

2.4 Inizializzazione del Flow Simulation

Come si è brevemente accennato, in questa simulazione si è posta l'attenzione sul raffreddamento del corpo toroidale e dei due anelli DC più e DC meno. Questi ultimi sono posizionati a contatto con le gambe dell'inverter, le quali sono responsabili della generazione di calore. Per incrementare la dissipazione termica, oltre alla convezione con l'aria esterna e al contatto tra i vari corpi, si è ricavato un condotto in cui far passare il fluido refrigerante.

Per far funzionare tale simulazione è necessaria la creazione di "Lids" che delimitano il percorso del fluido. Tali componenti sono stati usati per chiudere i

due condotti di accesso del DC più e del DC meno, per delimitare così il percorso chiuso che il fluido doveva attraversare. Il condotto, così ottenuto, è rappresen-

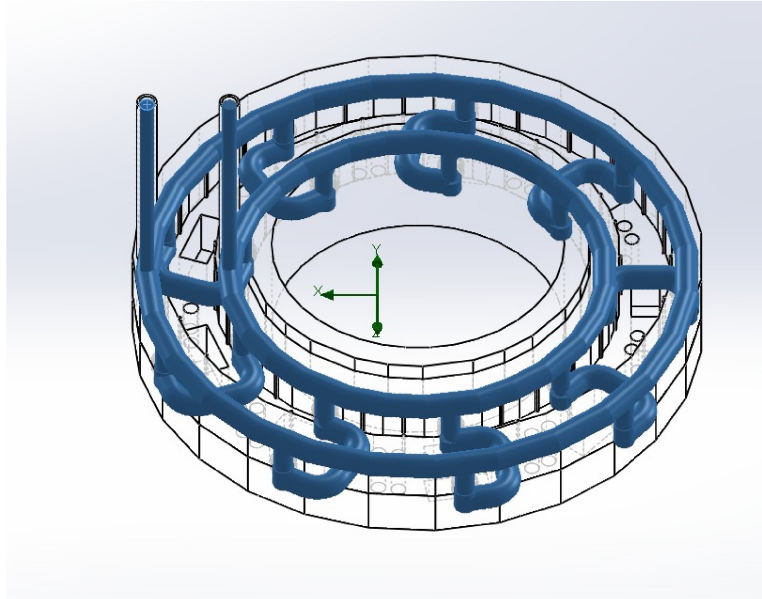


Figura 2.4: Condotto per il flow simulation

tato nella Fig. (2.4). Si ricordi che, come precedentemente accennato, su questi componenti sono state imposte le Boundary Conditions.

Con le prime simulazioni non si riusciva a raffreddare in maniera sufficiente il sistema inquanto le temperature si alzavano troppo nei corpi solidi, mentre nel fluido non si registrava una variazione della temperatura tra ingresso e uscita abbastanza rilevante. Questa bassa refrigerazione del sistema si è imputata al fatto che inizialmente il fluido che scorreva nel condotto era solo aria. Successivamente si è cercato di impostare un fluido con migliori proprietà, si è optato per il Glicole 50/50, come trattato durante il corso di "Propulsion of Hybrids and Electric Vehicle" [3]. La scelta di questa sostanza è relativa alla necessità di incrementare le prestazioni, ma anche di utilizzare una sostanza che sia compatibile con i sistemi inverter e motori. Tuttavia, durante la selezione del fluido per la simulazione si sono commessi degli errori, che avevano portato inizialmente alla scelta di una miscela di Etilene (C_2H_4) e Acqua. Questa composizione non è risultata una miscela adatta per l'ambito di inverter e motori analizzati in quanto non presenta le proprietà necessarie per lavorare in questo tipo di progetti.

Non appena è stato riscontrato questo errore si è cercato subito di sostituire la parte di Etilene con il corretto Glicole Etilenico ($C_2H_6O_2$). Purtroppo, non essendo presente come sostanza tra quelle pre-codificate nella libreria di SolidWorks, è stato necessario creare un nuovo fluido che presentasse le stesse proprietà fisiche

e chimiche. Nella Tab. (2.2) sono riportati brevemente tutti i parametri che sono

Proprietà	Simbolo	Valore
Densità	ρ [kg/m ³]	1119
Viscosità dinamica	μ [Pa·s]	0,0257
Conducibilità termica	λ [W/(m·K)]	0,258
Calore specifico	c_p [J/(kg·K)]	2403

Tabella 2.2: Proprietà del glicole

stati selezionati dal datasheet del Glicole [4] per la sua configurazione. Durante la simulazione tale fluido sarà poi miscelato con l’acqua, ottenendo così il Glicole 50/50 in volume.

Proprietà	Simbolo	Valore
Densità	ρ [kg/m ³]	1055
Viscosità dinamica	μ [Pa·s]	0,0120
Conducibilità termica	λ [W/(m·K)]	0,3351
Calore specifico	c_p [J/(kg·K)]	3294

Tabella 2.3: Proprietà del glicole 50/50

Le proprietà termo-fisiche finali del fluido ottenuto sono state recuperate dai risultati della simulazione e sono riassunte nella Tab. (2.3). Si tenga presente come tali valori mostrino delle lievissime differenze sia in relazione alla temperatura della simulazione, sia in relazione al punto di campionamento dove sono state campionate.

2.5 Simulazione delle perdite

In questo studio si è posta l’attenzione sull’evoluzione, in regime stazionario, del processo di scambio termico tra una sorgente termica, gli inverter, e il fluido refrigerante. Tale fonte di calore deriva dalle perdite, espresse sotto forma di potenza dissipata. A tal proposito, per simulare correttamente le perdite dell’inverter e poter valutare in maniera accurata tutto il sistema a regime, occorre inizializzare le perdite prodotte dalle 9 parti dell’inverter nella simulazione dell’Assieme. Esistono due metodi per aggiungere tali perdite, ovvero tramite l’inserimento di due diverse possibili condizioni: il “Volume Heat Source” e il “Wall Heat Source”.

Il “Volume Heat Source” prevede di inserire la condizione in un volume solido che genera tale calore e che lo dissipa per convezione, ma anche per contatto, tramite le superfici laterali con i componenti circostanti. Per simulare questa condizione è stata creata una nuova "parte", composta da 9 corpi solidi a forma di parallelepipedo che si era supposto di inserire nelle cavità rettangolari del toroide. Tuttavia, questa soluzione presenta delle criticità e un errore. Una criticità riguarda la scelta del materiale da assegnare a questi volumi fittizi, in quanto nella simulazione, tali corpi rappresentano solo le perdite delle gambe ma non le gambe in senso fisico, per questo motivo dovevano essere dei componenti ideali. La seconda problematica era la quantità di potenza dissipata assegnata alla Source per ottenere una simulazione realistica con il modello reale, tuttavia, tale potenza generata veniva inizialmente immagazzinata solo all'interno dei corpi fittizi. Questo portava ad un aumento troppo elevato della temperatura anziché trasferire il calore all'interno degli altri corpi, come invece si auspicava per la ricerca e per un'analisi sulla trasmissione tra le varie parti dell'Assieme e il fluido. Un innalzamento troppo elevato della temperatura, anche se di componenti fittizi, portava anche ad alcuni scompensi nelle temperature nella simulazione. Tenendo

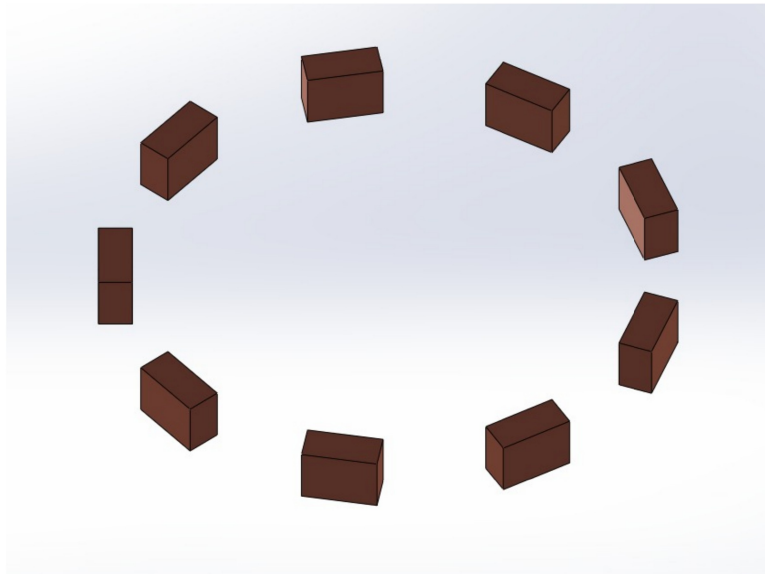


Figura 2.5: Parallelepipedo per Volume Heat Source

conto di alcuni compromessi, per provare alcune configurazioni, si è arrivati a progettare i corpi solidi rappresentati in Fig. (2.5). Il materiale scelto per tali componenti era il rame in quanto è un materiale che presenta alta conducibilità termica e quindi minimizza la resistenza nel trasferire calore con i volumi circostanti. L'errore concettuale invece era dovuto alla collocazione di questa Source, che era stata posizionata negli alloggiamenti a forma di parallelepipedo. Questa

assunzione non era corretta rispetto al caso realistico e, di conseguenza, portava ad errori nei rilevamenti e problemi sulle temperature del PVC.

Il “Wall Heat Source”, invece, come suggerisce la dicitura stessa, non ha bisogno di un corpo generatore di calore ma di una superficie di uno dei corpi del sistema per generare il quantitativo di calore relativo alle perdite. Questa soluzione è più problematica, in quanto è possibile imporre la generazione di calore solo a superfici di corpi a contatto diretto con il fluido. Questo è il motivo per cui all’inizio delle simulazioni era stata preferita la scelta di utilizzare la configurazione con il Volume Heat Source. Tuttavia, con la migliore comprensione del

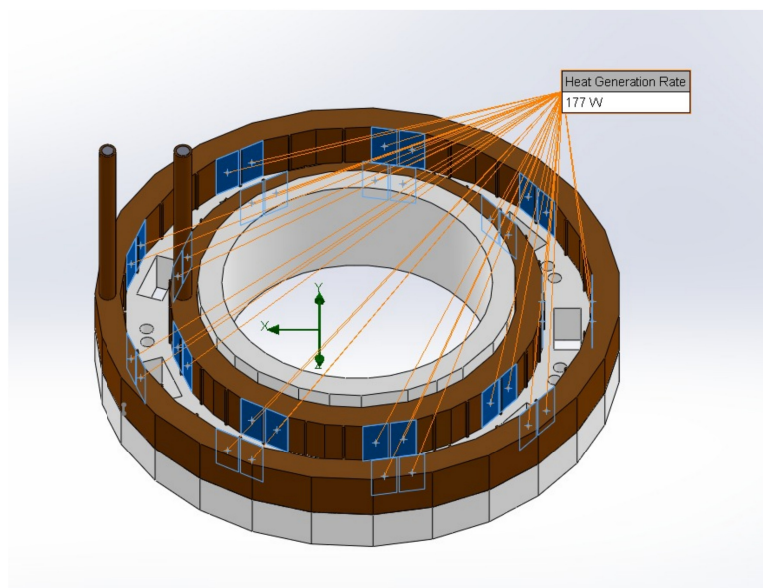


Figura 2.6: Pareti per Wall Heat Source

problema e della situazione, si è capito che conveniva impostare la generazione di calore direttamente sulle pareti del DC più e del DC meno, come mostrato in Fig.(2.6). Questa soluzione è possibile in quanto le gambe dell’inverter poggiano a contatto con i due DC. Dato che solamente i condensatori sono alloggiati nelle cavità sottostanti dove nella precedente configurazione erano stati inseriti i 9 corpi di generazione della potenza dissipata.

Si pone ora l’attenzione su di un altro aspetto importante per la simulazione: capire l’ammontare delle perdite per ottenere un’analisi più veritiera del caso reale. Per reperire tale valore è stato necessario l’aiuto delle simulazioni e di prove sperimentali portate avanti nello studio di un altro studente [5]. Nel corso delle sue analisi sperimentali sono stati acquisiti i rilevamenti strumentali delle gambe dell’inverter. Questi dati sono stati utili per dimensionare correttamente la potenza che doveva essere dissipata dal funzionamento del sistema e, di conseguenza, assorbita dal fluido nell’anello di raffreddamento. I dati principali ottenuti sono le

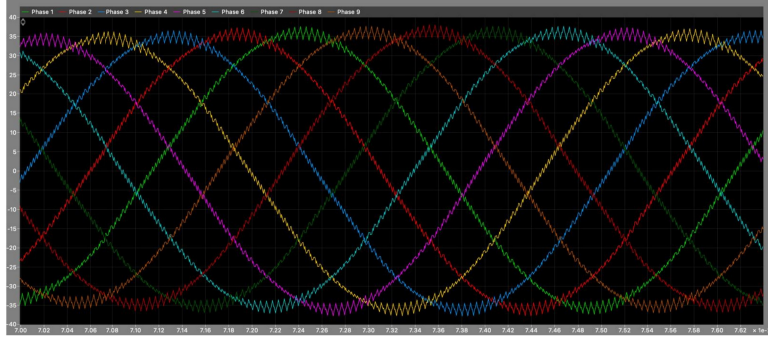


Figura 2.7: Corrente nelle diverse Fasi

correnti delle diverse fasi nell’inverter, mostrate in Fig. (2.7). Dalla misura delle fasi e dalla simulazione analizzata è stato possibile estrapolare anche un altro dato molto importante per questa trattazione: questo valore corrisponde alle perdite generate dalle varie gambe dell’inverter. Il motivo principale, di ottenere questo valore a regime, è capire l’ammontare delle perdite e, di conseguenza, quanta potenza termica doveva essere dissipata nell’anello di raffreddamento e in tutto il sistema, per realizzare un corretto assetto dell’Assieme. Come si osserva in Fig.

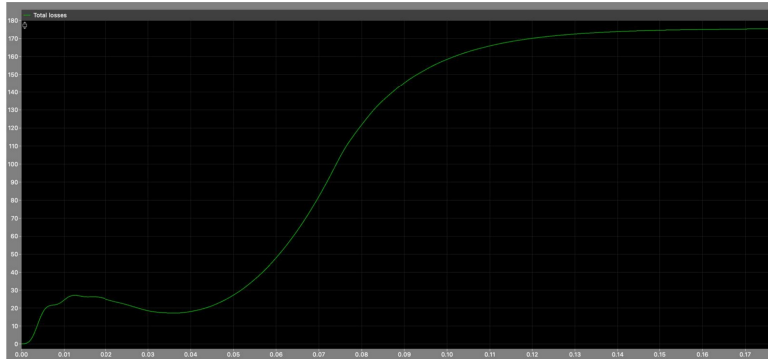


Figura 2.8: Perdite da test in Laboratorio

(2.8), le perdite totali, dopo una fase di transitorio iniziale crescente, si stabilizzano ad un valore di 177 W totali, ovvero di 19.7 W per ogni gamba. Questo porta ad inizializzare i Source scelti ad un valore di 177 W, indipendentemente che siano "Wall" o "Volume".

2.6 “Goal” della simulazione: velocità e temperatura

Il primo aspetto fondamentale, che conviene sottolineare e tenere in considerazione per tutta la durata della trattazione e delle simulazioni, è la necessità di

svolgere tutte le prove e analisi in condizioni stazionarie. Per tale motivazione è necessario che nessun parametro sia Time-Dependent. Questa scelta è dovuta al fatto che si vuole osservare il comportamento a regime e non essere legati al transitorio iniziale o ad altri fenomeni che possano presentare un evolversi nel tempo di alcune caratteristiche. Inoltre, per questo studio vi era la necessità di aspettare che tutti i transitori termici avvenissero e sia i corpi sia il fluido, raggiungessero delle condizioni di regime termico stazionario. Di conseguenza, è stato verificato che nelle impostazioni della simulazione il “Flag” della condizione del Time-Dependent fosse disattivato.

I Goals del Flow Simulation sono stati selezionati in relazione alle Boundary Conditions. Tali obiettivi sono la condizione per cui, al raggiungimento delle condizioni di convergenza, viene terminata la simulazione. Questo comporta, per le varie prove, un alto numero di iterazioni al fine di ottenere il raggiungimento del regime in tutte le condizioni impostate.

La prima Boundary Condition è la pressione del fluido impostata sul Lid all’ingresso del condotto del DC meno, anello interno. Dall’inserimento di questa condizione è stato possibile impostare dei vincoli, Goals, sul regime della temperatura e della velocità del fluido. La seconda Boundary Condition è la velocità di uscita del fluido, che è stata imposta nel Lid condotto del DC più, anello esterno. Dalla selezione di questa condizione si sono aggiunte dunque delle verifiche sul regime della temperatura e della pressione del fluido nel condotto.

Oltre alla valutazione di questi vincoli da parte della simulazione, per analizzare correttamente le varie prove, progredire con la ricerca e visualizzare meglio i risultati, sono stati aggiunti altri punti di rilevamento per monitorare i parametri fisici: temperatura, pressione e velocità.

I punti principali sondati sono stati collocati all’interno dei condotti a forma di “U” per monitorare la ripartizione delle velocità, quindi della portata, e della temperatura. Dalle prime analisi si può considerare la velocità anziché la portata, per semplicità, essendo tutti i condotti di ampiezza costante. Si osserva come la velocità non fosse ripartita equamente nelle varie diramazioni, creando così degli scompensi con velocità anche doppie rispetto allo stesso punto rilevato in un’altra cavità e di conseguenza, anche le temperature apparivano diverse. Tale fenomeno era dovuto alla diversa portata che fluiva nei condotti, poiché le cavità a “U” presentano diametri costanti in tutte le sezioni di rilevamento. Una differenza di portata fa ottenere una mitigazione diversa sia in relazione alla temperatura, sia in relazione al calore che si riesce a trasferire verso il fluido. Questo porta a delle discrepanze tra i rilevamenti delle temperatura nei vari condotti e nelle varie zone

della simulazione.

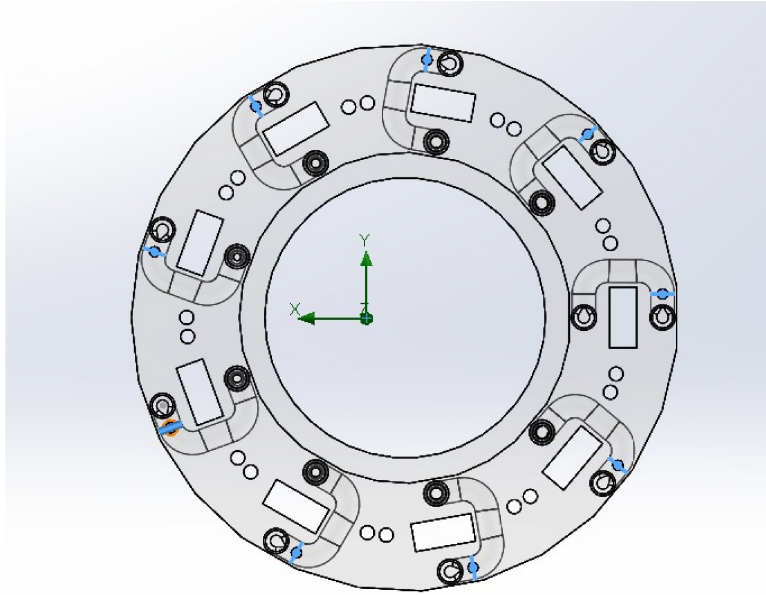


Figura 2.9: Sensori nell'anello raffreddamento

La collocazione dei sensori è mostrata in Fig. (2.9); a tale collocazione, punti azzurri della figura, si è assegnata una numerazione antioraria partendo dai condotti di ingresso e uscita, da 1 a 9. Solo dopo alcune modifiche ai condotti, come strozzature e occlusioni parziali, si sono ottenute delle velocità che rispecchiano la richiesta iniziale di ottenere dei valori uniformi tra i vari punti di rilevamento.

2.7 Studio delle modifiche alla struttura dell'anello di PVC

Dopo le modifiche iniziali, che consistevano nella semplice creazione dei condotti per il fluido e del secondo foro passante per consentire il passaggio della corrente di ritorno, si sono analizzati i risultati ottenuti. Come accennato nella sezione precedente, si sono riscontrate delle incongruenze tra alcuni valori di velocità e di temperatura. I valori registrati nei condotti in prossimità dei due tubi di ingresso e di uscita presentavano valori di velocità molto più alti e quindi una temperatura inferiore, rispetto a quelli rilevati in posizione diametrale. Per cercare di risolvere questa incongruenza sono state apportate delle modifiche strutturali all'anello di raffreddamento in PVC e quindi all'Assieme. Inizialmente sono state ipotizzate due possibili modifiche strutturali:

- inserire delle strozzature all'ingresso dei condotti a forma di "U";
- aggiungere un altro tubo di ingresso e uno di uscita in posizione diametrale sui due DC per bilanciare il passaggio di fluido.

La seconda ipotesi non è stata analizzata e presa in considerazione in quanto avrebbe richiesto una modifica strutturale troppo invasiva dei componenti DC più e DC meno.

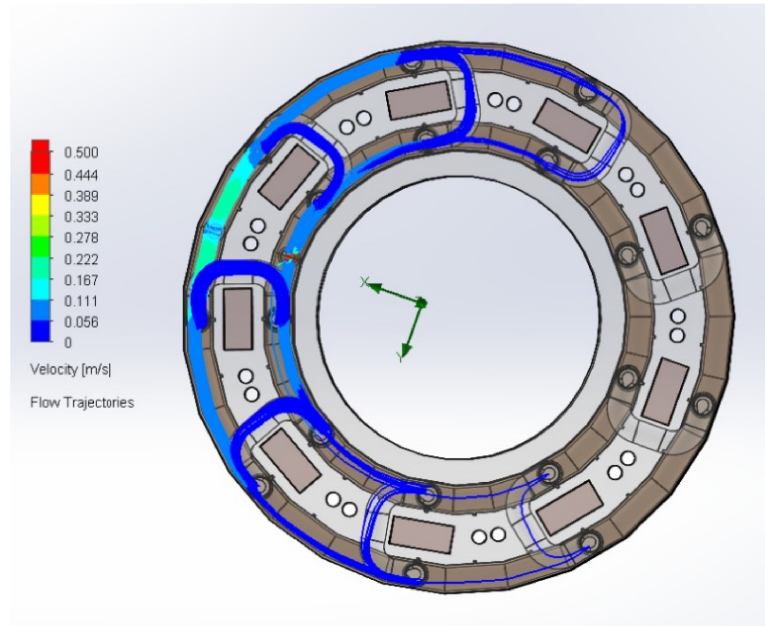


Figura 2.10: Ripartizione velocità nei condotti

Per quanto riguarda la prima ipotesi di modifica, sono state sviluppate diverse proposte e compiuti diversi tentativi prima di arrivare alla soluzione finale adottata. Dalla simulazione in Fig. (2.10) si può vedere come i condotti interessati dalle modifiche debbano essere quelli a ridosso dei tubi di ingresso e uscita, in quanto sono quelli maggiormente sfruttati per il passaggio del fluido, rispetto a quelli diametralmente opposti che risultano invece essere meno utilizzati.

Per tale motivazione è stato scelto di apportare una strozzatura a forma di semicorona circolare sui quattro condotti più sollecitati situati a ridosso del tubo di ingresso. Questa occlusione parziale ha portato ad una riduzione della sezione di passaggio di 1 mm (0,5 per lato), come mostrato nella Fig.(2.11). Tuttavia, non si sono osservati miglioramenti sostanziali per quanto riguarda il valore della velocità nella posizione diametrale. La modifica non è stata sufficiente per uniformare le velocità rilevate all'interno della simulazione.

Un secondo tentativo è stato quello di aumentare il valore della strozzatura ad 1 mm per lato, ottenendo una riduzione del diametro di 2 mm. Tali prove

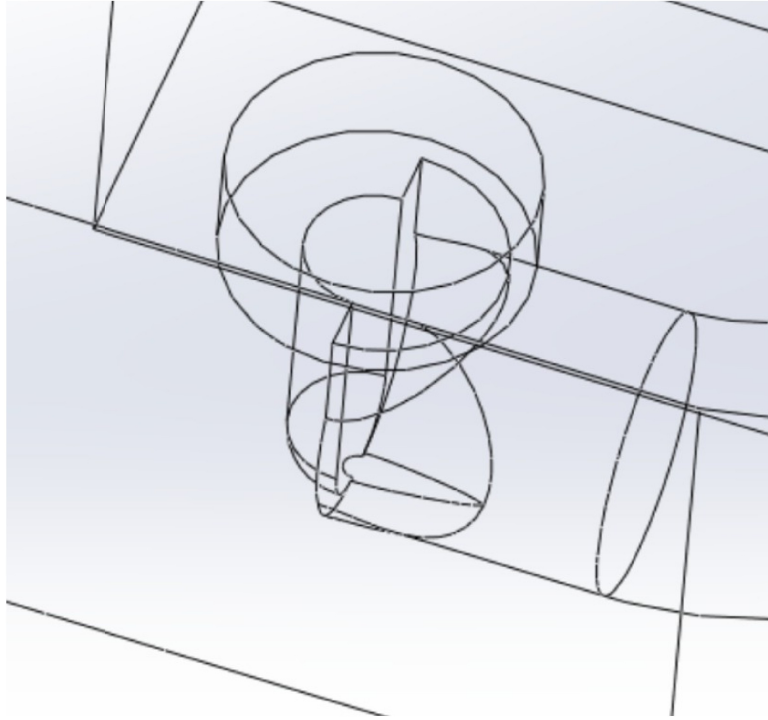


Figura 2.11: Strozzatura a semicorona

sono state implementate mantenendo i vincoli di pressione e velocità discussi precedentemente. Questi vincoli sono stati analizzati sia contemporaneamente che in maniera alternata, attraverso varie prove che li vedevano applicati in modi differenti. Ciononostante, i risultati evidenziano che, anche in presenza di un'ostruzione piuttosto importante, non si osserva un miglioramento della velocità nei condotti a "U" diametrali rispetto ai relativi condotti situati nelle zone di ingresso. Come si evince dalla ripartizione delle velocità rilevate in Tab. (2.4), con queste modifiche strutturali non si è raggiunta una soluzione soddisfacente.

A questo punto si è provato a immaginare una soluzione più creativa. Considerato il fatto che la strozzatura proposta era sempre realizzata ben oltre l'inizio della ramificazione, si è immaginato di apportare un lieve restringimento dei condotti direttamente nel DC meno che immette il fluido. In tale modo si poteva ostruire a monte il passaggio del refrigerante, al fine di ottenere dei risultati differenti. La Fig.(2.12) mostra come sia stata occlusa una parte del condotto di immissione del fluido dal DC al toroide. Il diametro dei 4 fori parzialmente occlusi passa da 4 mm a 3 mm. I fori interessati da questa strozzatura erano quelli situati nelle posizioni 1, 2, 8 e 9. Si è osservato subito che, grazie a tale modifica, la ripartizione delle velocità presenta dei miglioramenti. Si osservano infatti degli scostamenti di velocità minori, ovvero le differenze diminuivano all'interno dei condotti situati in posizioni diametrali rispetto agli omologhi situati vicini

Punto	Velocità [m/s]
U point 1	0,033
U point 2	0,025
U point 3	0,017
U point 4	0,012
U point 5	0,012
U point 6	0,013
U point 7	0,018
U point 8	0,026
U point 9	0,032

Tabella 2.4: Velocità misurate nei vari condotti

Punto	Diametro 3 mm	Diametro 2 mm
U point 1	0,022	0,016
U point 2	0,020	0,011
U point 3	0,022	0,029
U point 4	0,017	0,023
U point 5	0,017	0,024
U point 6	0,018	0,024
U point 7	0,024	0,032
U point 8	0,022	0,012
U point 9	0,023	0,016

Tabella 2.5: Velocità [m/s] per strozzature costanti di vari diametri

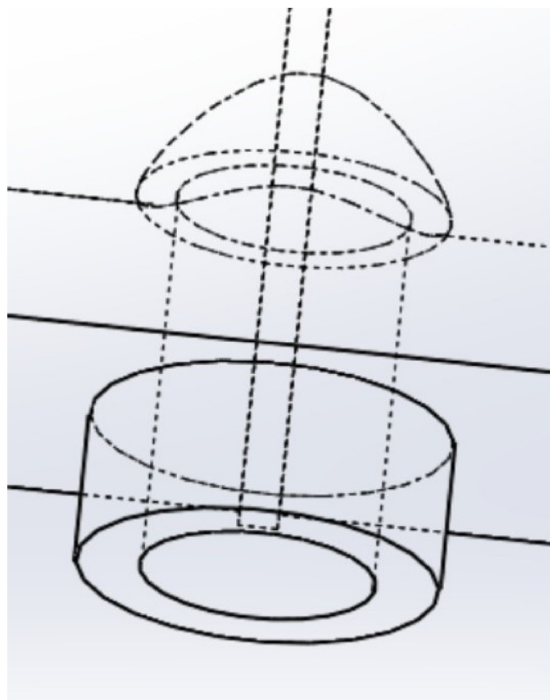


Figura 2.12: Estrusione connessione del DC

ai condotti di ingresso e uscita. Nella Tab. (2.5) sono presentati i risultati di questa simulazione. Inoltre, sono state anche testate simulazioni con maggiori occlusioni, spingendosi fino a diametri residui di 2 mm, ma ciò non ha migliorato la situazione, anzi è avvenuto un ribaltamento delle criticità. Ovvero analizzando i risultati ottenuti nella terza colonna della Tab. (2.5) si può osservare come un incremento dell'ostruzione abbia portato a risultati opposti a quelli auspicati. Si osservi come ora si abbiano delle velocità maggiori nei tubi non ostruiti mentre in quelli ostruiti le velocità risultino visibilmente ridotte. È da sottolineare che l'obiettivo iniziale è quello di avere portate il più simili possibili nei vari condotti di ramificazione, per poter valutare correttamente i risultati in relazione alle diverse temperature rilevate.

Se tale soluzione fosse stata percorribile, delle occlusioni come quelle presentate sarebbero state la soluzione migliore e la più semplice. Tuttavia, non potendo modificare il DC meno in alluminio, si è dovuto trovare una soluzione che fornisse gli stessi effetti ma, allo stesso tempo non apportasse delle modifiche alla struttura di tale componente. Si è dunque tornati a ipotizzare di modificare l'anello di raffreddamento, ma in modo tale da ottenere lo stesso ingombro e la stessa ostruzione del precedente caso.

È stato progettato un cilindro cavo che partisse dall'estremità superiore dell'anello di raffreddamento e che arrivasse fino all'inizio della ramificazione del-

la cavità circolare interna al DC meno. Questo tipo di ostruzione presenta un ingombro notevole. Inoltre, essendo un componente estruso che deve inserirsi con precisione all'interno dei vari ugelli potrebbe creare delle criticità in fase di assemblaggio. Nella Fig. (2.13) viene mostrata la parte estrusa del raccordo

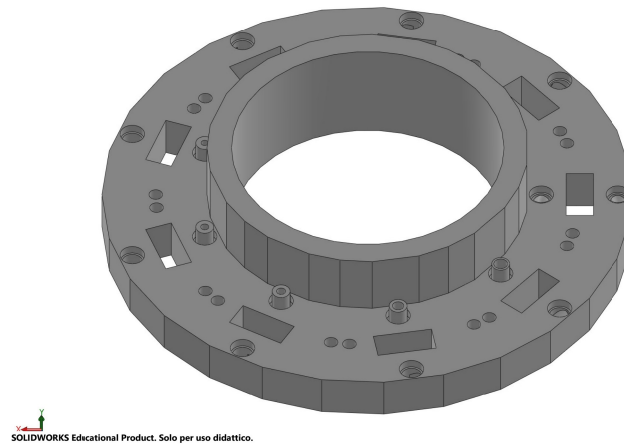


Figura 2.13: Estrusione finale dell'anello di PVC

implementato nell'anello di raffreddamento in PVC.

Nonostante tale modifica fosse molto simile a quella precedentemente analizzata, si sono ancora riscontrate delle significative differenze di velocità nei diversi condotti. Per tale motivo, in aggiunta a queste strozzature divenute più invasive, si è anche deciso di aumentare il numero di condotti coinvolti. Si era partiti considerando di ostruire solo 4 condotti, ma alla fine delle analisi si è optato per occludere parzialmente 8 condotti sui 9 presenti. Inoltre, si è notato che impostare tutte le strozzature dei condotti dello stesso valore non era la soluzione più ottimale. Si è pertanto optato per un'ostruzione graduale dei condotti, partendo da strozzature più invasive per i condotti vicini ai tubi di ingresso e uscita, per poi aumentare il diametro a 3 mm per i condotti 4 e 6.

La Fig. (2.14) rappresenta la configurazione finale che mostra come siano ripartiti i diversi diametri dei condotti interessati dalle strozzature.

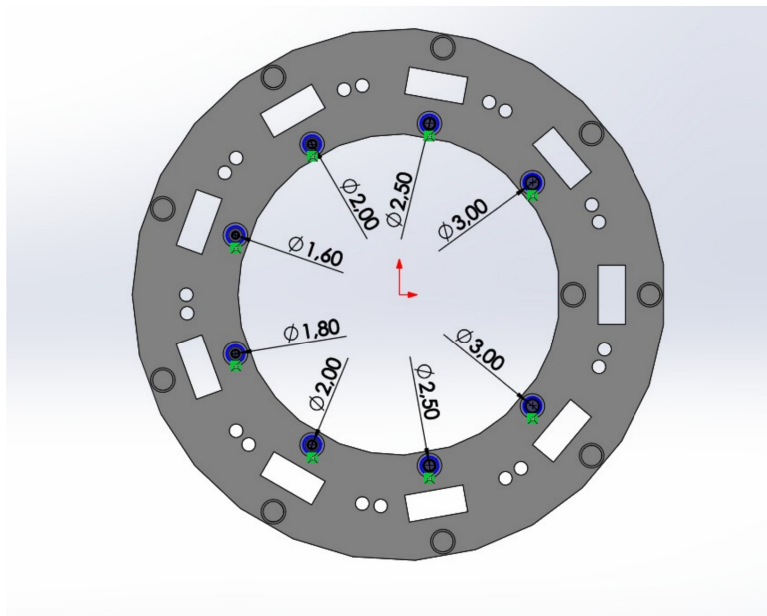


Figura 2.14: Ripartizione strozzature sull'anello

Capitolo 3

Analisi dei risultati ottenuti

Con l'analisi portata avanti si sono raggiunti, dopo le numerose modifiche, dei risultati abbastanza soddisfacenti. Tali risultati sono mostrati in Tab. (3.1). I valori ottenuti mostrano come le velocità ora siano abbastanza uniformi tra di loro e, di conseguenza, vi è una ripartizione equa della portata all'interno delle varie cavità ricavate. La portata è paragonabile, in quanto i sensori che sono posizionati in ogni cavità a forma di "U", sono posti in corrispondenza di zone a diametro costante e non sono condizionate da eventuali strozzature o restringimenti. Si osservi come uno dei due condotti che si scosta maggiormente in negativo sia quello più vicino ai tubi di ingresso e uscita del fluido ("U" point 9). Nonostante abbia una portata ridotta, si può notare che sia quello meno influenzato da una variazione di temperatura del fluido. Questo si può spiegare con la presenza solo marginale dei Wall Heat Source nelle vicinanze di tale diramazione. Per tale motivazione le sorgenti non riescono ad influenzare il riscaldamento del fluido prima della deviazione.

Si ponga inoltre l'attenzione sulla disomogeneità di temperatura all'ingresso delle diramazioni dal condotto principale, dove ci sono le connessioni dei condotti a forma di "U". Tale diversità è dovuta al percorrimto, da parte del fluido refrigerante, della circonferenza nel condotto nel DC. Per arrivare ai vari punti di diramazione, soprattutto per quelli diametrali, il fluido passa a contatto con i Wall Heat Source in diverse zone. Di conseguenza, avviene uno scambio termico continuo lungo il percorso che porta il fluido a non avere temperature omogenee agli ingressi delle varie ramificazioni. I risultati ottenuti sono però soddisfacenti al fine della simulazione in quanto, nonostante le disomogeneità nelle temperature del fluido, da tenere in considerazione come critiche sono invece quelle dei componenti in PVC e in Alluminio, dato che tali valori devono rimanere sotto i limiti consentiti per il loro utilizzo.

Punto	Temp. [°C]	Vel. [m/s]	Pressione [Pa]	Portata [m^3/s]
Ingresso DC meno	20,05	0,504	202516	$3,77 \times 10^{-6}$
Uscita DC più	24,71	0,501	199491	$3,74 \times 10^{-6}$
U point 1	20,56	0,026	200378	$5,11 \times 10^{-7}$
U point 2	21,43	0,026	200425	$5,11 \times 10^{-7}$
U point 3	22,41	0,022	200455	$4,32 \times 10^{-7}$
U point 4	23,77	0,019	200472	$3,73 \times 10^{-7}$
U point 5	27,22	0,022	200477	$4,32 \times 10^{-7}$
U point 6	23,80	0,020	200472	$3,93 \times 10^{-7}$
U point 7	22,27	0,023	200455	$4,52 \times 10^{-7}$
U point 8	21,37	0,026	200423	$5,11 \times 10^{-7}$
U point 9	20,75	0,019	200374	$3,73 \times 10^{-7}$

Tabella 3.1: Condizioni finali di temperatura, velocità e pressione del fluido

Per verificare tale condizione è necessario studiare l'equilibrio e la fattibilità della simulazione. Tale analisi si può perseguire con delle funzioni proprie di SolidWorks Flow Simulation, ma anche tramite calcoli numerici. La prima verifica è stata svolta tramite alcuni piani di osservazione (Cut Plots), oltre all'utilizzo di sonde specifiche collocate su facce e condotti. Come si può osservare dalla

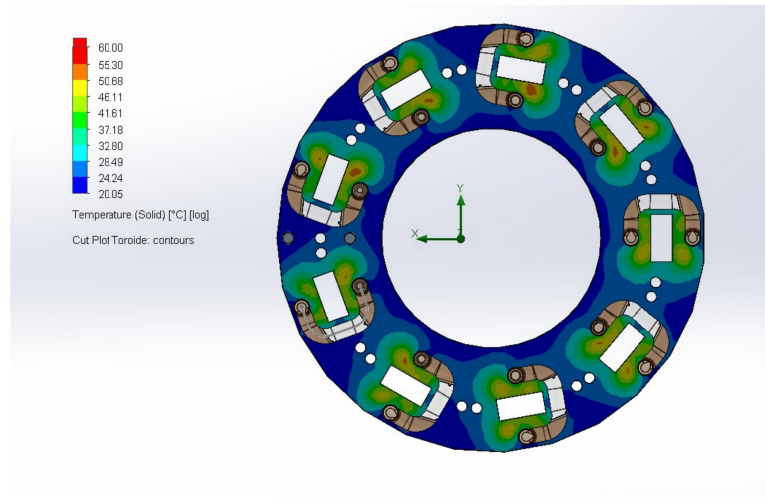


Figura 3.1: Sezione cut plot PVC

Fig. (3.1), l'anello di raffreddamento, sezionato a 5 mm dalla base, presenta dei picchi di temperature in prossimità dei punti di contatto con i Wall Heat Source. È importante ricordare che il toroide è composto da PVC rigido e quindi ha un limitato campo di temperature per un utilizzo continuativo. Nella Tab. (3.2)

Descrizione	Unità	Valore
Temperatura iniziale Anello PVC	°C	20,05
Temperatura max Anello PVC	°C	168
Temperatura media Anello PVC	°C	40.99
Temperatura max PVC (uso continuativo)	°C	60

Tabella 3.2: Temperature dell'anello in PVC

sono riassunti i valori principali rilevati e le caratteristiche valutate sull'anello di raffreddamento, primi tre valori, confrontate con il valore di temperatura ricavato nel datasheet [6], ultimo valore della tabella. I dati della temperatura massima del PVC sono stati osservati e misurati nei punti a contatto tra i DC e il toroide. Si osservi come i punti che eccedono tali limiti, sono situati in presenza delle zone di contatto tra la superficie dell'anello in PVC e le pareti dei Wall Heat Source sui DC. Per assicurarsi che questi dati osservati fossero legati alla costruzione della simulazione e non ad un problema presente anche nel caso reale, si sono simulate altre prove spostando le Source sulla faccia superiore dei due DC. In tali prove si è osservato che avendo spostato le Source non direttamente a contatto con i componenti di PVC, questi avevano temperature di picco notevolmente inferiori a quelle sopra citate. Pertanto questo valore di temperatura non inficia lo studio portato avanti nella trattazione essendo il risultato della costruzione della simulazione.

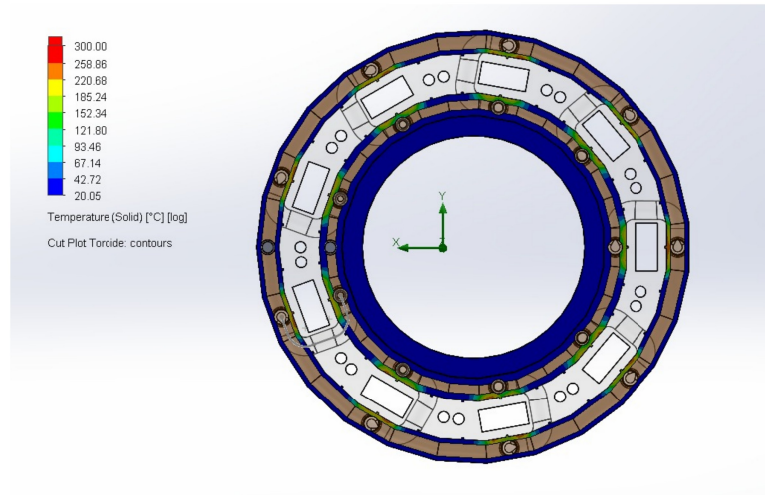


Figura 3.2: Sezione cut plot DC

In modo analogo si può indagare la temperatura di funzionamento dei due anelli del DC più e del DC meno. Come si osserva nella Fig. (3.2) le maggiori criticità di temperatura si hanno nei punti dove sono situati i Wall Heat Source,

che riscaldano notevolmente le pareti dei due DC in alluminio. Inoltre si osservi come le alte temperature siano solo collocate in coincidenza delle superfici delle pareti e che tali temperature scendano drasticamente, entrando invece oltre la superficie del solido. Un altro aspetto dedotto dai dati e dalla figura è che le maggiori temperature siano localizzate in posizione diametrale anche per il DC. Questo è dovuto all'innalzamento della temperatura del fluido refrigerante che, in tale sezione, mitiga meno l'effetto delle Source, a differenza di quanto riesce a fare nelle zone dove esso parte da una temperatura minore. Visto che anche l'alluminio partecipa in maniera attiva alla trasmissione e immagazzinazione di tale flusso termico, è necessario verificare che, anche per i due componenti del DC, non si eccedano determinati limiti termici. La comparazione dei risultati con valori

Descrizione	Unità	Valore
Temperatura iniziale DC in alluminio	°C	20,05
Temperatura max Wall DC in alluminio	°C	205,60
Temperatura max DC in alluminio (no Source su faccia)	°C	34,50
Temperatura max alluminio in uso continuativo	°C	≈ 200

Tabella 3.3: Temperature del DC in alluminio

rilevati e delle proprietà del materiale [7] è riassunta nella Tab. (3.3). Dalle sonde di verifica si osserva che il DC raggiunge picchi di oltre 200 °C solo sulla superficie dei Wall Source. Tuttavia, come per il componente di PVC, è bene sottolineare che tale valore è influenzato solamente dalla costruzione della simulazione. Nella composizione reale i componenti dei due anelli del DC presentano temperature minori, soprattutto nelle zone a contatto con l'anello di raffreddamento in PVC, altrimenti si rischierebbe di danneggiarlo.

Come seconda verifica, utile per confermare un corretto funzionamento del sistema e un'appropriata scelta del fluido, si può procedere a calcolare se, a regime termico, il fluido riscaldato assorba una quota sufficiente di calore. L'obiettivo è confrontare la potenza termica immessa nella simulazione tramite i Wall Heat Source e il calore estratto dal fluido, per capire se siano tra loro comparabili. Per ottenere una stima approssimativa del calore immagazzinato dal fluido, si utilizza la differenza di temperatura rilevata tra l'ingresso e l'uscita dei condotti del DC meno e del DC più.

Di conseguenza, partendo dal calcolo della portata e dei parametri misurati con le seguenti equazioni si è calcolata la potenza termica assorbita dal fluido.

$$\dot{V} = A \cdot v \quad (3.1)$$

$$\dot{m} = \dot{V} \cdot \rho \quad (3.2)$$

$$Q = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (3.3)$$

Dalla (3.1) si ricava il valore della portata volumetrica, poi attraverso la (3.2) si ottiene la portata in massa e infine con la (3.3) si calcola il calore, Q , assorbito dal fluido durante il percorso.

Grandezza	Simbolo	Unità	Valore
Densità Glicole-Acqua	ρ	kg/m ³	1055
Area condotto uscita	A	m ²	7,47·10 ⁻⁶
Velocità Fluido	v	m/s	0,501
Portata volumetrica	$\dot{V}$	m ³ /s	3,742·10 ⁻⁶
Portata massica	$\dot{m}$	kg/s	3,948·10 ⁻³
Differenza Temperatura in/out	ΔT	°C	4,75
Calore specifico	c_p	J/(kg·K)	3292
Calore termico assorbito dal fluido	Q	W	61.73
Wall Heat Source	Q_w	W	177

Tabella 3.4: Dati fluidodinamici e termici della simulazione

La Tab. (3.4) riassume tutti i valori calcolati e rilevati tramite la simulazione. Si tenga in considerazione che per la velocità e per la densità si sono scelti i valori misurati o imposti all'uscita del condotto del DC più.

Come si osserva dalla Tab. (3.4), è presente una differenza tra il valore del calore termico immesso nella simulazione e quello estratto tramite il riscaldamento del fluido. Si potrebbe pensare che non si sia riusciti ad estrarre abbastanza calore, tuttavia essendo un'analisi a regime ed essendo una simulazione esterna e non solamente interna, il programma prende in considerazione anche altri metodi per la trasmissione e la dissipazione termica. Inizialmente si riteneva che questo fosse un errore della costruzione della simulazione. Tuttavia, trattandosi di una simulazione esterna si devono prendere in considerazione anche le regioni esterne ai solidi, ovvero l'aria. Di conseguenza, anche la temperatura dell'aria all'interno del dominio di analisi è rilevante, essendo inizialmente impostata a 20,05 °C. Dall'analisi si è verificato un innalzamento della temperatura dell'aria nelle zone

vicine ai Wall Heat Source. Questo fenomeno si osserva in maniera chiara dal-

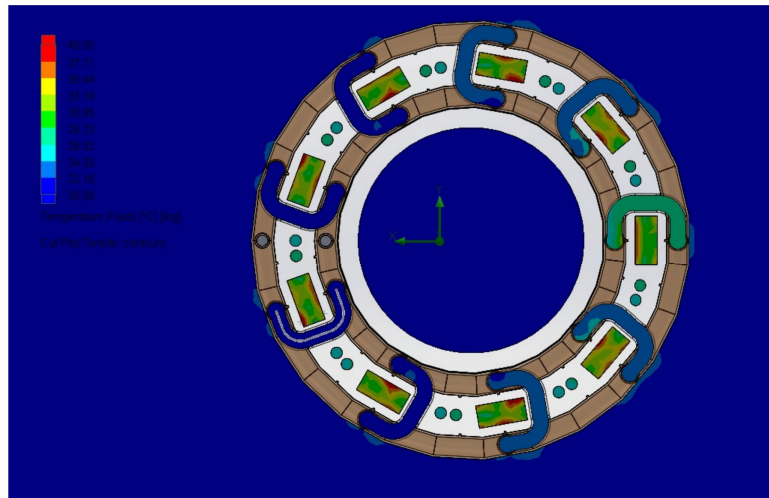


Figura 3.3: Sezione cut plot Aria

l'immagine mostrata in Fig. (3.3). Per questa motivazione, è giustificabile che la temperatura del fluido non sia sufficientemente alta da bilanciare in maniera autonoma tutte le perdite inserite nella simulazione.

Capitolo 4

Idea per un nuovo anello in PVC

4.1 Analisi concettuale dell'anello in PVC

Come si è osservato durante tutta la trattazione, l'anello di raffreddamento in PVC rigido ha diverse funzioni:

- Strutturale portante, in cui vengono inserite le varie parti dell'Assieme;
- Raccordo per i condotti fluidi, mantenendo l'isolamento elettrico tra i due DC;
- Dissipazione di energia termica.

A seguito dell'analisi portata avanti si potrebbe pensare di modificare l'anello di PVC per renderlo meno ingombrante. Inoltre, se si potessero cambiare alcune scelte dei componenti per renderli più funzionali per questa nuova configurazione, si potrebbe non avere più la necessità di una struttura portante e di contenimento. Si riuscirebbe dunque a limitare enormemente la struttura del basamento. Si perderebbero dei benefici in relazione alla dissipazione e all'immagazzinamento di calore attraverso la struttura del PVC dato che questa sarebbe più esile. Questa soluzione è consona solo se non vi è la necessità da parte del PVC di partecipare a tali funzioni e si potrebbe dunque ridurre il suo ingombro. Al contrario se ci fosse necessità, in altri progetti, di maggiore dissipazione si potrebbe richiedere l'implementazione di alettature o l'aggiunta di altri condotti di areazione o raffreddamento ancora più specifici e particolareggiati.

In questo nuovo progetto si osservi dunque che le uniche condizioni e funzioni imprescindibili che deve svolgere l'anello di raffreddamento di PVC sono: il collegamento delle cavità nelle quali passa il fluido refrigerante, le funzioni di

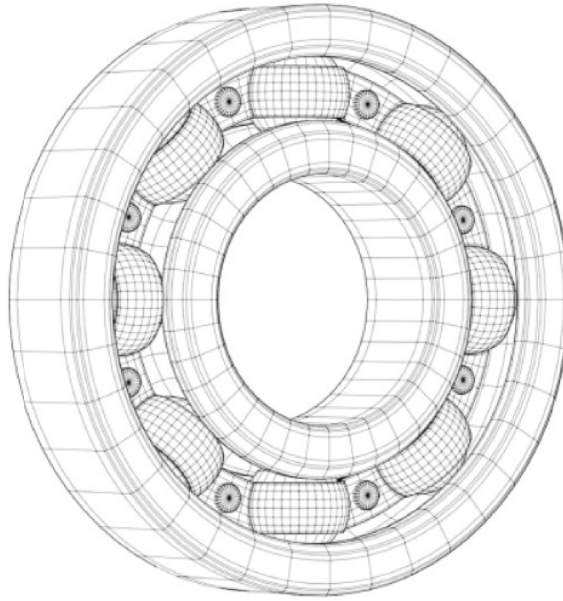


Figura 4.1: Cuscinetto a sfera

isolamento elettrico tra i due DC. Per tale motivo si è immaginato di modificare radicalmente la struttura e di creare un nuovo componente che presenti una struttura simile ad un cuscinetto a sfere, Fig. (4.1), dove le sfere sono sostituite dai componenti di raccordo in PVC.

4.2 Possibile implementazione

Partendo dall'idea di implementare una struttura simile ad un cuscinetto a sfere si è ripulita la struttura del DC più e del DC meno ed è stata creata una nuova simulazione "grezza" in SolidWorks.

Innanzitutto il punto fondamentale di tutta la nuova struttura era modificare l'ingresso e l'uscita delle 9 cavità di collegamento del fluido tra i due DC. Si vuole ora direzionarlo sul un piano parallelo alla base e connetterlo in maniera radiale come una raggiera. Di conseguenza, la prima modifica è stata ipotizzare di spostare i fori di collegamento da sotto i due componenti e disporli in assetto radiale, come mostrato dalla Fig. (4.2). Questa soluzione permette di ottenere un ingombro minore e un più diretto collegamento tra le due parti del DC più e del DC meno.

Dopo la modifica dei nuovi componenti di alluminio si è proceduto con il

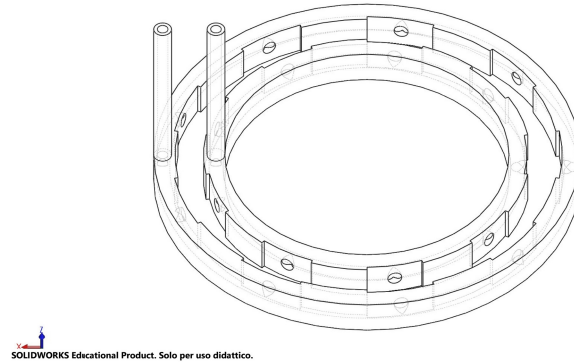


Figura 4.2: Modifica dei fori di collegamento

progettare e disegnare i nuovi collegamenti tra i due DC: il nuovo "anello di raffreddamento". Questo nuovo componente verrà collocato al posto delle sfere del cuscinetto sopra ipotizzato. La Fig. (4.3) mostra il nuovo componente di PVC

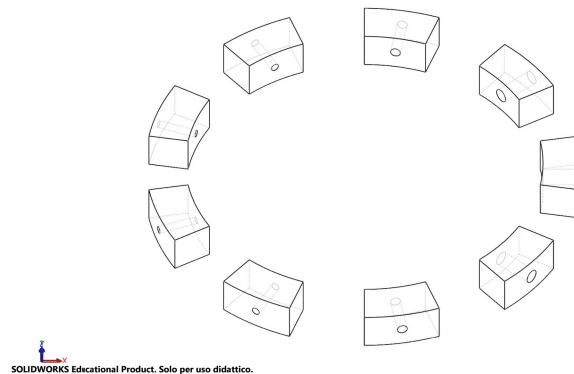


Figura 4.3: Nuovi collegamenti di PVC

che si presenta ora in maniera più minimale.

Si osservi come parte della corona circolare sia occupata dal componente di PVC mentre gli altri settori siano stati lasciati liberi per la collocazione delle gambe dell'inverter. Un'ipotesi è stata di supporre di poter sostituire le parti dell'inverter con componenti di migliori prestazioni, ad esempio al posto dei due switch di ogni gamba mettere un unico componente, il Double-Side Cooled SiC MOSFET, questo permetterebbe di avere componenti ridotti e di migliori presta-

zioni rispetto a quelli adottati attualmente. La struttura finale del nuovo Assieme

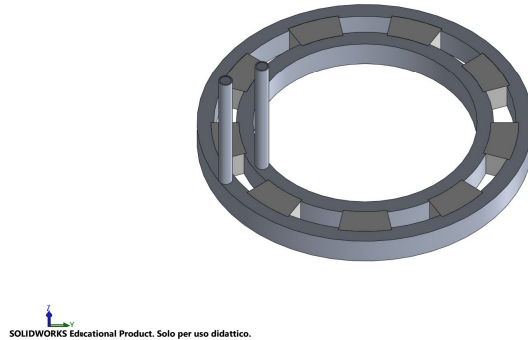


Figura 4.4: Struttura finale del nuovo assieme

è proposta in Fig. (4.4).

Per un analisi preliminare della simulazione è stato necessario creare dei piccoli spessori in corrispondenza dei punti dove si volevano posizionare i Wall Heat Source, come si osserva in Fig. (4.2). Questo per ottenere delle superfici circoscritte per la generazione, anziché utilizzare l'intero bordo interno del DC più, anello esterno, e del bordo esterno del DC meno, anello interno.

4.3 Analisi della simulazione e studio dei risultati preliminari

I risultati mostrati in Tab. (4.1) suggeriscono che il fluido scorre in maniera preferenziale nei condotti vicini ai tubi di allacciamento, come avveniva anche nella simulazione precedente, nell'Assieme 1. Questo porta ad un innalzamento sbilanciato delle temperature dei vari condotti e ad un ristagnamento del fluido nella zona diametrale. Per tale motivo sono state apportate delle strozzature. Si è voluto ridurre il diametro delle connessioni delle cavità collocate più vicine all'ingresso per cercare di equilibrare le diverse portate.

In questo nuovo Assieme è possibile osservare che i sensori non sono stati collocati in posizioni dove siano presenti gli stessi diametri. Di conseguenza, in questa analisi preliminare è più conveniente confrontare le portate volumetriche per ottenere dei dati più significativi anziché confrontare le semplici velocità che non sarebbero significative. Dai risultati della simulazione si ottengono i valori

Point	Temperatura	Velocità	Calore Specifico C_p
Unità di misura	[°C]	[m/s]	[J/(kg·K)]
LID esterno	21,07	0,503	3292,6
LID interno	20,05	0,509	3293,7
Point 1	20,49	0,187	3293,2
Point 2	22,35	0,037	3290,7
Point 3	27,00	0,009	3282,8
Point 4	32,73	0,002	3240,4
Point 5	32,04	0,0007	3240,6
Point 6	29,83	0,001	3250,8
Point 7	24,58	0,006	3291,0
Point 8	25,05	0,022	3288,3
Point 9	20,16	0,214	3293,6

Tabella 4.1: Parametri nuovo Assieme

Punto	Temperatura	Velocità	Diametro	Area	$\dot{V}$
Unità di misura	[°C]	[m/s]	[mm]	[m ²]	[m ³ /s]
Point 1	20,41	0,216	2,0	$3,14 \times 10^{-6}$	$6,79 \times 10^{-7}$
Point 2	20,83	0,145	3,0	$7,07 \times 10^{-6}$	$10,2 \times 10^{-7}$
Point 3	21,66	0,065	3,0	$7,07 \times 10^{-6}$	$4,59 \times 10^{-7}$
Point 4	23,02	0,017	3,5	$9,62 \times 10^{-6}$	$1,64 \times 10^{-7}$
Point 5	31,24	0,006	4,0	$1,26 \times 10^{-5}$	$0,754 \times 10^{-7}$
Point 6	23,00	0,018	3,5	$9,62 \times 10^{-6}$	$1,73 \times 10^{-7}$
Point 7	21,32	0,093	3,0	$7,07 \times 10^{-6}$	$6,57 \times 10^{-7}$
Point 8	20,91	0,148	3,0	$7,07 \times 10^{-6}$	$10,5 \times 10^{-7}$
Point 9	20,54	0,248	2,0	$3,14 \times 10^{-6}$	$7,79 \times 10^{-7}$

Tabella 4.2: Risultati dopo una prima fase di strozzature

mostrati nella Tab. (4.2). Si osservi come la distribuzione delle portate rimanga sproporzionata e questo crei una disomogeneità importante, sia nella rilevazione del parametro della temperatura, sia in quella della portata.

Punto	Temperatura	Velocità	Diametro	Area	$\dot{V}$
Unità di misura	[°C]	[m/s]	[mm]	[m ²]	[m ³ /s]
Point 1	20,65	0,261	1,8	$2,55 \times 10^{-6}$	$6,64 \times 10^{-7}$
Point 2	20,51	0,207	2,0	$3,14 \times 10^{-6}$	$6,50 \times 10^{-7}$
Point 3	21,30	0,113	2,5	$4,91 \times 10^{-6}$	$5,55 \times 10^{-7}$
Point 4	21,48	0,052	3,5	$9,62 \times 10^{-6}$	$5,00 \times 10^{-7}$
Point 5	24,20	0,020	4,0	$1,26 \times 10^{-5}$	$2,51 \times 10^{-7}$
Point 6	21,48	0,053	3,5	$9,62 \times 10^{-6}$	$5,10 \times 10^{-7}$
Point 7	21,06	0,151	2,5	$4,91 \times 10^{-6}$	$7,42 \times 10^{-7}$
Point 8	20,58	0,199	2,0	$3,14 \times 10^{-6}$	$6,25 \times 10^{-7}$
Point 9	20,65	0,280	1,8	$2,55 \times 10^{-6}$	$7,13 \times 10^{-7}$

Tabella 4.3: Parametri del fluido nei punti di rilevamento

Dopo alcune modifiche alla sezione dei condotti si è ottenuta una soluzione che presentasse valori di portata almeno dello stesso ordine di grandezza. La Tab. (4.3) mostra come le portate ora siano abbastanza comparabili. Tale uniformità ha fatto ridurre il divario di temperatura tra i vari condotti "dell'anello". Tuttavia, rimangono in questa simulazione delle zone dove sono presenti delle differenze di temperature del fluido in relazione alle diverse zone di campionamento.

Lid	Densità [kg/m ³]	Temperatura [°C]	Velocità [m/s]
lid IN	1054,80	20,05	0,513
lid OUT	1054,58	21,72	0,507

Tabella 4.4: Parametri del condotto di INPUT e OUTPUT del Fluido (4 mm)

Per verificare i risultati ottenuti e facendo alcune considerazioni numeriche, si è proceduto con l'analisi dei valori misurati sui Lids, Tab.(4.4). Dopo i calcoli della portata e del calore termico assorbito con le formule citate nel capitolo precedente, (3.1), (3.2) e (3.3), si ottengono i risultati riassunti nella Tab.(4.5). Dai valori ottenuti è utile porre l'attenzione sulla bassa differenza di temperatura rilevata dal fluido in ingresso e in uscita dal condotto. Questo può essere spiegato, rispetto alla configurazione dell'Assieme numero 1, con la mancanza di gomiti e curve ad angolo retto nei vari condotti che riducevano molto la velocità del fluido.

Grandezza	Simbolo	Unità	Valore
Densità Glicole-Acqua IN	ρ	kg/m ³	1055
Area condotto uscita	A	m ²	$1.26 \cdot 10^{-5}$
Velocità Fluido IN	v	m/s	0,513
Portata volumetrica	$\dot{V}$	m ³ /s	$6.46 \cdot 10^{-6}$
Portata massica	$\dot{m}$	kg/s	$6.82 \cdot 10^{-3}$
Differenza Temperatura in/out	ΔT	°C	1.67
Calore specifico IN	c_p	J/(kg·K)	3294
Calore termico assorbito dal fluido	Q	W	37.5
Wall Heat Source	Q_w	W	177

Tabella 4.5: Dati fluidodinamici e termici del nuovo Assieme

Una bassa velocità del fluido nelle cavità, permette di ottenere una differenza di temperatura maggiore, a parità di scambio termico tra fluido e pareti circostanti. Si osservi che per semplicità della costruzione dello studio preliminare era stato imposto un diametro dei condotti di ingresso e uscita di 4 mm diversamente da quanto era stato fatto per l'Assieme 1. Di conseguenza, la portata volumetrica aumenta e la differenza di temperatura diminuisce, essendo il calore assorbito dal fluido mitigato da una quantità di fluido maggiore.

Punto	Temperatura	Velelocià	Diametro	Area	$\dot{V}$
Unità di misura	[°C]	[m/s]	[mm]	[m ²]	[m ³ /s]
Point 1	21,02	0,149	1,8	$2,55 \times 10^{-6}$	$3,80 \times 10^{-7}$
Point 2	20,84	0,116	2,0	$3,14 \times 10^{-6}$	$3,64 \times 10^{-7}$
Point 3	21,97	0,058	2,5	$4,91 \times 10^{-6}$	$2,85 \times 10^{-7}$
Point 4	22,62	0,027	3,5	$9,62 \times 10^{-6}$	$2,60 \times 10^{-7}$
Point 5	28,01	0,010	4,0	$1,26 \times 10^{-5}$	$1,26 \times 10^{-7}$
Point 6	22,63	0,027	3,5	$9,62 \times 10^{-6}$	$2,60 \times 10^{-7}$
Point 7	21,80	0,079	2,5	$4,91 \times 10^{-6}$	$3,88 \times 10^{-7}$
Point 8	20,95	0,113	2,0	$3,14 \times 10^{-6}$	$3,55 \times 10^{-7}$
Point 9	21,04	0,161	1,8	$2,55 \times 10^{-6}$	$4,10 \times 10^{-7}$

Tabella 4.6: Parametri di fluido nei punti di rilevazione, con diversa sezione sui Lids

Le Tab. (4.6) e (4.7) mostrano i risultati dopo la correzione dei valori di diametro, portandolo a 3 mm come nell'Assieme 1. Si osservi come una riduzione

Lid	Densità [kg/m ³]	Temperatura [°C]	Velocità [m/s]	Cp [J/kg·K]
lid IN	1054,80	20,05	0,515	3293,7
lid OUT	1054,52	22,82	0,506	3291,2

Tabella 4.7: Parametri del condotto di INPUT e OUTPUT del Fluido (3 mm)

del diametro abbia portato ad un leggero aumento di temperatura e ad una riduzione delle velocità dei condotti.

Parametro	Unità di misura	Condotto 3	Condotto 4
Diametro	mm	3	4
ΔT	°C	2,77	1,67
Calore termico assorbito Q	W	34,6	37,5

Tabella 4.8: Confronto del calore termico assorbito per due diametri diversi

Riportando i risultati delle due prove, in Tab. (4.8), si osserva come la differenza di temperatura aumenti in seguito ad una riduzione di diametro, ma invece la quantità totale di calore assorbita dal fluido subisca una leggera diminuzione.

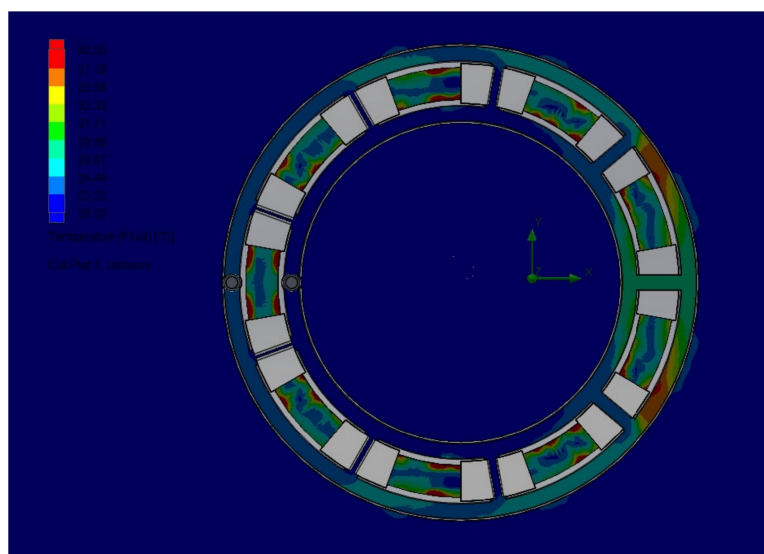


Figura 4.5: Cut plot fluidi dell'Assieme 2

Inoltre, come svolto per l'analisi del primo Assieme, si possono fare delle interessanti considerazioni analizzando i Cut Plot ricavati dalle simulazioni. Tramite la Fig. (4.5), si può constatare come la maggior parte della potenza termica sia scambiata e dissipata tramite l'aria circostante, in maniera analoga al caso precedente. Con la stessa funzione è possibile analizzare anche l'influenza della

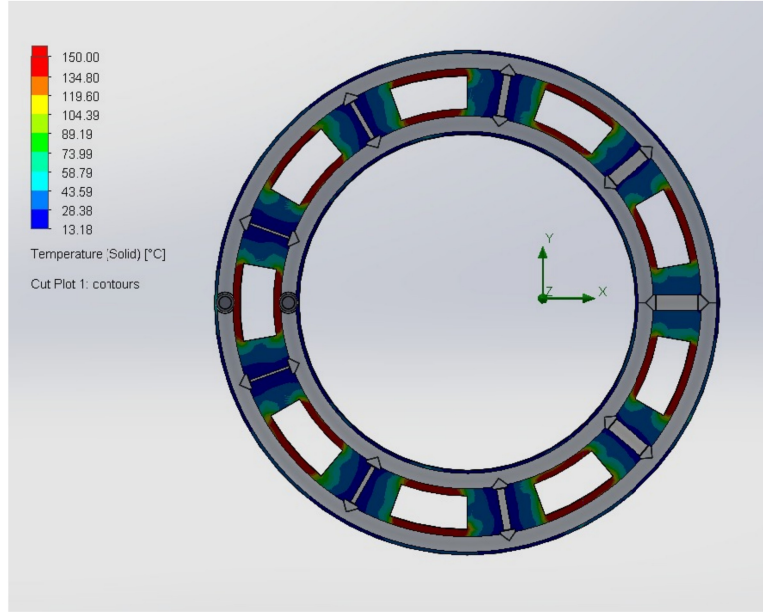


Figura 4.6: Cut plot corpi dell'Assieme 2

temperatura sui corpi solidi, Fig. (4.6), e si nota come la presenza della fonte di calore direttamente a contatto con la superficie crei dei picchi di temperatura sulle facce dove sono collocate le Wall Heat Source, con alcuni punti anche oltre i 200°C . Ciononostante, è bene sottolineare come la media dei valori della temperatura rilevati, sulle pareti di un singolo Wall, rimane entro valori notevolmente più bassi. Questo fenomeno, come considerato anche per il precedente Assieme, si deve alla costruzione e alle condizioni imposte nella simulazione e non ad un caso reale.

Un'altra considerazione che si può fare, in relazione alle immagini appena discusse, è la presenza nel condotto ad anello nei due DC di zone dove il fluido rimane a temperature più elevate rispetto alle zone limitrofe all'ingresso. Questo fenomeno può essere identificato con un parziale ristagnamento del fluido caldo nei punti del condotto dove il fluido scorre a velocità minori e ad un minor ricircolo. Inoltre si deve tenere presente, come per il caso precedente, che le temperature di ingresso dei tratti radiali collocati in posizione diametrale, siano già a priori leggermente più alte. Questo è dovuto al percorrimento da parte del fluido della semicorona a contatto con le varie Source.

Per eseguire un'analisi più approfondita di questo modello di raffreddamento si potrebbero prendere in considerazione tutti i parametri affrontati per il primo Assieme. Nello specifico si deve porre l'attenzione e il controllo delle seguenti condizioni:

- Verifica sulla dissipazione di calore attraverso l'aria circostante che non sia

impedita o ostacolata dai nuovi componenti delle gambe;

- Approfondire la verifica che i materiali non presentino sovra temperature eccessive;
- Verificare che gli allacciamenti tra i condotti siano ottimali e non presentino intercapedini o fessure (i collegamenti non devono presentare possibili vie di fuga per il fluido).

In conclusione, sebbene la configurazione dell'Assieme 2 risulti teoricamente implementabile, tuttavia necessita di uno studio più approfondito e dettagliato. Tale studio deve soffermarsi sia su ciò che riguarda i punti elencati precedentemente, sia su eventuali miglioramenti che si potrebbero suggerire o applicare alla struttura.

Le eventuali modifiche e future implementazioni che si possono studiare, saranno cruciali in relazione alla direzione che il progetto vuole intraprendere. A tal proposito, si possono applicare e suggerire altre modifiche: per esempio, l'aggiunta di alettature o altri condotti di raccordo per mitigare e favorire ulteriori scambi di calore tra i vari corpi, ma anche con l'aria circostante. Un'altra modifica potrebbe riguardare lo studio di un nuovo materiale che possa mantenere buone proprietà strutturali e di isolamento elettrico, ma anche che sia un buon conduttore di calore per aumentare lo scambio con il fluido di raffreddamento. Infine un'ulteriore implementazione potrebbe essere quella di ruotare completamente uno dei due DC per ottenere ingresso e uscita in posizioni simmetriche. Da un lato, questa soluzione faciliterebbe la mitigazione degli scompensi di temperatura descritti sopra, ma soprattutto influenzerebbe in maniera positiva il ristagno e le varie portate dei condotti. D'altro canto, questo porterebbe ad avere i condotti di ingresso e uscita distanti tra di loro e questo potrebbe creare delle difficoltà nella chiusura del percorso del fluido. Questa ipotesi di modifica, pertanto, necessiterebbe di una verifica sulla fattibilità.

Bibliografia e Sitografia

- [1] Prof. Marco Badami. Sistemi energetici, 2023.
- [2] Prof. Romano Borchellini. Termodinamica applicata e trasmissione di calore, 2020.
- [3] Prof. Paolo Guglielmi. Propulsion hybrid and electric vehicle, 2025.
- [4] Glicole etilenico-datasheet.
- [5] Riccardo Albertini. Simulazioni e rilevamenti strumentali di laboratorio, 2025.
- [6] Pvc rigido-datasheet.
- [7] Alluminio 6061-datasheet.
- [8] OpenAI. Chatgpt.
- [9] Google. Gemini ai.
- [10] Dassault Systèmes. Solidworks, 2025. Simulation software.
- [11] Dassault Systèmes. Solidworks material database, 2025. Material properties and reference.