



**Politecnico
di Torino**

POLITECNICO DI TORINO

Corso di laurea magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di laurea magistrale

**Simulazioni FEM e costruzione di un set-up
meccanico per la caratterizzazione di un
impianto frenante**

Relatori

Prof. Luciano Scaltrito
Prof. Sergio Ferrero

Candidato

Paolo Aufiero
matr. 288166

Tutor

Andrea Piscitelli

Dicembre 2022

Ai miei genitori

RINGRAZIAMENTI

Mi è doveroso dedicare questo spazio del mio elaborato alle persone che hanno contribuito, con il loro instancabile supporto, alla realizzazione dello stesso.

In primis, un ringraziamento speciale al mio relatore Luciano Scaltrito e al mio correlatore Sergio Ferrero per la loro immensa pazienza, per i loro indispensabili consigli e per le conoscenze trasmesse durante la stesura dell'elaborato.

Un ringraziamento speciale alla mia famiglia. Le parole non possono esprimere quanto sono grato a mia madre e mio padre per tutti i sacrifici che hanno fatto per me. Il vostro incoraggiamento è stato ciò che mi ha maggiormente sostenuto nel conseguimento di questo obiettivo, dandomi forza e coraggio per attraversare i periodi di difficoltà.

Un grazie di cuore a tutti i ragazzi di Microla che mi hanno accolto nella loro realtà e mi hanno permesso di realizzare questo lavoro di tesi.

Un particolare ringraziamento al mio tutor aziendale Andrea Piscitelli per la disponibilità e per l'aiuto che mi ha fornito durante lo svolgimento del lavoro.

Ai miei amici, grazie per essere stati miei complici, ognuno a suo modo, in questo percorso intenso ed entusiasmante, nel bene e nel male. Sono così tanti i ricordi che mi passano per la testa che è impossibile trovare le parole giuste per onorarli. A farlo saranno le mie emozioni e i miei sorrisi che insieme si mescolano in un bagaglio di affetto sincero e gratitudine per tutti voi.

Senza tutti voi non ce l'avrei mai fatta, grazie.

SOMMARIO

L'attività riportata in questo lavoro è stata sviluppata presso l'azienda Microla Optoelectronics. Microla Optoelectronics è specializzata principalmente nella fabbricazione e applicazione di sorgenti laser per i processi industriali, ma tra i suoi lavori si possono trovare anche studi di fattibilità nell'ambito della Ricerca e Sviluppo. Il mio lavoro di tesi è stato sviluppato in particolare modo su quest'ultimo campo e consiste nella creazione di un modello FEM, in ambiente COMSOL, per simulare il comportamento termico del contatto disco-pastiglia dell'impianto frenante di una mountain bike e la realizzazione di un set-up da banco per poter effettuare prove sperimentali in modo da poter validare la simulazione.

Tutto ciò rientra in un contesto di preparazione e ottimizzazione da poter successivamente utilizzare per caratterizzare termo-meccanicamente il contatto pastiglia-disco di un'autovettura.

Lo scopo principale del lavoro effettuato, quindi, è realizzare un'analisi termica con l'ausilio di COMSOL dello strisciamento relativo tra disco e pastiglia di una bicicletta e ricrearlo realmente tramite la costruzione (in maniera relativamente semplice) di un assieme meccanico che ricostruisca la trasmissione e l'impianto frenante di una mountain bike. Tale modello FEM farà da base per la creazione e l'ottimizzazione di un'analisi ben più complessa che riguarderà la caratterizzazione del contatto termo-meccanico frenante di un'autovettura per la realizzazione di pastiglie intelligenti che hanno lo scopo di monitorare l'impianto frenante.

Difatti, se nel modello della bicicletta si raggiungono pressioni di frenata dell'ordine di 1 bar e temperature sulla corona del disco nell'intorno dei 30 °C, nel caso di un'autovettura le pressioni possono arrivare tranquillamente oltre i 250 bar e le temperature superare i 300 °C e, quindi, impossibili da ricreare sperimentalmente se non con attrezzature che verranno fabbricate specificatamente per l'applicazione.

Dunque, per i motivi spiegati sopra, si è rivelato estremamente utile, se non necessario, creare un modello che permettesse di studiare, seppur in modo semplificato, il fenomeno, così da avere non solo un'analisi ipotetica del comportamento termico, ma anche un riscontro reale che convalidi un modello ad elementi finiti che faccia da supporto per i successivi studi sull'impianto dell'autovettura.

Così facendo, è stato svolto un lavoro sperimentale nell'assemblaggio di un set-up fisico al fine di poter comprendere il fenomeno e le sue grandezze in gioco ed acquisire un grado di confidenza elevato con il modello FEM.

Il testo è stato organizzato in sei capitoli:

1. Nel primo capitolo viene trattata una descrizione del software COMSOL utilizzato per le simulazioni FEM e tutte le ipotesi che hanno portato alla creazione di alcuni modelli iniziali necessari per comprendere come modellizzare il fenomeno.
2. Nel secondo capitolo sono presenti tutti gli elementi meccanici oggetto della modellizzazione e simulazione FEM dell'impianto frenante.
3. Nel terzo capitolo si descrivono le fasi di progettazione e realizzazione del set-up che è stato utilizzato per la prova sperimentale.
4. Nel quarto capitolo sono descritte le prove tecniche e le misurazioni effettuate con il set-up sperimentale.
5. Nel quinto capitolo si è proceduto all'analisi dei risultati ottenuti, comparando quelli ottenuti dalle prove tecniche a quelli delle simulazioni, valutando su quali parametri intervenire per ottenere la convergenza tra questi due.
6. Nel sesto capitolo sono presentate le conclusioni.

INDICE DELLE FIGURE

Figura 1.1.1 Interfaccia grafica di COMSOL.....	2
Figura 1.1.2 Il Model Builder	3
Figura 1.2.1 Metodologie di valutazione dei sistemi	5
Figura 1.3.1 Primo modello di strisciamento tra corpi.....	6
Figura 1.3.2 Campo di temperatura dopo 25 secondi	7
Figura 1.3.3 Modello con moto circolare	8
Figura 1.3.4 Campo di temperature dopo 20 s	9
Figura 1.4.1 Modello FEM semplificato	10
Figura 1.4.2 Campo di temperatura dopo 365 s	11
Figura 2.1.1 Il disco.....	17
Figura 2.1.2 Modello CAD del disco	18
Figura 2.1.3 Modello del disco in COMSOL.....	24
Figura 2.1.4 Dettaglio del disco con facce su cui agisce lo scambio convettivo turbolento (in viola).....	25
Figura 2.1.5 Modello con mesh.....	26
Figura 2.2.1 La pastiglia.....	27
Figura 2.2.2 Pinza freno con alloggiamento pastiglie	28
Figura 2.2.3 Modello CAD della pastiglia	28
Figura 2.2.4 Faccia su cui agisce il flusso termico dovuto all'attrito	32
Figura 2.2.5 Facce su cui agisce il flusso termico convettivo	32
Figura 2.2.6 Faccia su cui agisce il flusso termico condizionato dal pistone.....	32
Figura 2.3.1 Campo di temperature dopo 300 s	33
Figura 2.3.2 Campo di temperature dopo 0.31 s	34
Figura 2.3.3 Grafico di convergenza.....	35
Figura 2.3.4 Campo di temperature sulla pastiglia	35
Figura 2.3.5 Posizione della sonda (in rosso)	36
Figura 2.3.6 Andamento della temperatura in corrispondenza della sonda	36
Figura 2.3.7 Grafico di convergenza.....	37
Figura 3.1.1 CAD del set-up.....	39
Figura 3.1.2 CAD del set-up: vista frontale	40
Figura 3.1.3 CAD del set-up: vista dall'alto	41
Figura 3.2.1 La corona dentata	42
Figura 3.2.2 Il pacco pignoni.....	43
Figura 3.2.3 Assieme composto da pacco pignoni, mozzo e disco	44
Figura 3.2.4 Pinza freno.....	45
Figura 3.2.5 Pinza freno, alloggiamento pastiglie	45
Figura 3.2.6 Il motore.....	46
Figura 3.2.7 Datasheet motore	47
Figura 3.3.1 Supporti polimerici per il fissaggio del motore	48
Figura 3.3.2 Motore fissato sulla sua base.....	49
Figura 3.3.3 Supporto per la corona	50
Figura 3.3.4 Flangia di accoppiamento albero-corona.....	50
Figura 3.3.5 Gruppo mozzo-pignoni-disco	51
Figura 3.3.6 Supporto pinza freno.....	52
Figura 3.3.7 Il set-up completo	52
Figura 4.1.1 La termocamera	55

Figura 4.1.2 Specifiche tecniche termocamera THERMOVISION A20.....	55
Figura 4.1.3 La pastiglia con termoresistenza	56
Figura 4.1.4 Specifiche tecniche PT1000.....	56
Figura 4.1.5 Il sensore di pressione	57
Figura 4.1.6 Specifiche tecniche sensore di pressione RS 797-5046.....	58
Figura 4.1.7 Fine corsa leva freno	58
Figura 4.1.8 Il set-up pronto per il test sperimentale	59
Figura 4.2.1 Alimentazione motore.....	61
Figura 4.2.2 Il set-up durante la prova	62
Figura 4.3.1 Campo di temperature sul disco dopo 5 minuti rilevato con termocamera.....	63
Figura 4.3.2 Misura di temperatura con termoresistenza dopo 5 minuti di test	65
Figura 5.1.1 Confronto del campo di temperature sul disco dopo 300 s.....	66
Figura 5.1.2 Risultati della simulazione sul disco coefficiente di scambio finale	68
Figura 5.1.3 Andamento della temperatura all'interfaccia tra acciaio e ferodo.....	69

CONTENUTI

RINGRAZIAMENTI	III
SOMMARIO	IV
INDICE DELLE FIGURE	VI
1 LA FASE INIZIALE DI SIMULAZIONE	1
1.1 DESCRIZIONE DEL TOOL COMSOL	2
1.2 COME PIANIFICARE UN PROGETTO DI SIMULAZIONE	4
1.3 PROVE INIZIALI	6
1.3.1 <i>Cubo su pista con attrito</i>	6
1.3.2 <i>Cubo su piastra con attrito</i>	8
1.4 MODELLO FEM DI PROVA	9
2 LA FASE DI MODELLAZIONE FEM SPERIMENTALE	14
2.1 DISCRETIZZAZIONE SPAZIO-TEMPORALE DELL'EQUAZIONE DEL CALORE	15
2.2 IL DISCO E MODELLO FEM	17
2.2.1 <i>Il disco</i>	17
2.2.2 <i>Condizioni iniziali e al contorno applicate al modello FEM del disco</i>	19
2.2.3 <i>La funzione flusso di potenza del disco</i>	20
2.2.4 <i>Impostazione dei parametri di simulazione del modello FEM del disco in COMSOL</i>	23
2.3 LA PASTIGLIA E MODELLO FEM.....	27
2.3.1 <i>La pastiglia</i>	27
2.3.2 <i>Condizioni iniziali e al contorno applicate al modello FEM della pastiglia</i>	29
2.3.3 <i>Funzione flusso di potenza della pastiglia</i>	30
2.3.4 <i>Impostazione dei parametri di simulazione del modello FEM della pastiglia in COMSOL</i>	31
2.4 RISULTATI.....	33
3 PROGETTAZIONE E REALIZZAZIONE DEL SET-UP SPERIMENTALE	38
3.1 PROGETTAZIONE	39
3.2 COMPONENTI.....	41
3.3 ASSEMBLAGGIO	47
4 PROVE TECNICHE E MISURE	54
4.1 STRUMENTAZIONE DI MISURA.....	54
4.2 TEST SPERIMENTALE	60
4.3 RISULTATI.....	63
4.3.1 <i>Campo di temperature sul disco</i>	63
4.3.2 <i>Temperatura sulla pastiglia</i>	64
5 CONVERGENZA DEL MODELLO FEM	66
5.1 CONFRONTO TRA RISULTATI DELLE SIMULAZIONI E MISURE REALI.....	66
5.1.1 <i>Campo di temperature sul disco</i>	66
5.1.2 <i>Convergenza del modello FEM del disco</i>	67
5.1.3 <i>Temperatura sulla pastiglia</i>	69
6 CONCLUSIONI	71

Capitolo 1

1 LA FASE INIZIALE DI SIMULAZIONE

Nel corso degli anni, il ruolo della simulazione ha preso sempre più importanza in ambito aziendale.

Se prima la progettazione si basava sull'esperienza e la simulazione era considerato uno strumento "esotico" e con applicazioni unicamente accademiche, nel corso dell'ultimo ventennio c'è stato un cambio di tendenza e, ormai, le aziende hanno riconosciuto la potenza e l'utilità di questo strumento.

Con l'avvento dell'industria 4.0, oggi, la simulazione ricopre un ruolo fondamentale nella fase di progettazione e nell'ambito del Research and Development. Difatti, tramite la simulazione preventiva è possibile ridurre sprechi di tempo e denaro permettendo di valutare le varie possibilità costruttive e la loro fattibilità senza modificare il progetto in corso d'opera o, perlomeno, riducendo al minimo il numero di modifiche da apportare a questo.

Grazie alla sua semplicità computazionale e alla sua affidabilità, il metodo FEM (Finite Element Method) è, al giorno d'oggi, lo strumento maggiormente impiegato nel mondo industriale per quanto riguarda l'ambito simulativo. Questo risulta essere molto duttile e può essere applicato potenzialmente in qualsiasi ambito. Difatti, è di grande utilizzo per modellare, principalmente, fenomeni termo-meccanici e fluidodinamici, ma non sono rare applicazioni anche in campi quali l'acustica, l'elettronica e la modellazione di fenomeni elettro-magnetici.

Il metodo FEM risulta facilmente implementabile in un calcolatore. Infatti, grazie all'uso di matrici e vettori per discretizzare in maniera efficace e veloce il fenomeno da approfondire, permette di studiare strutture e geometrie complesse che, altrimenti, non sarebbero analizzabili con le teorie che sono state sviluppate nel corso della storia della termo-fluido meccanica e presenti in letteratura.

A partire dai primi anni del 2000, sempre più software FEM sono stati immessi sul mercato e resi accessibili a tutti. Questi, inoltre, si sono sviluppati sempre di più grazie alle nuove possibilità

tecnologiche in campo elettronico che hanno permesso di aumentare la potenza di calcolo e ridurre il tempo macchina.

1.1 DESCRIZIONE DEL TOOL COMSOL

Per le simulazioni contenute nell'attività di tesi svolta si è deciso di utilizzare il software COMSOL Multiphysics, nello specifico la versione 5.3 di questo.

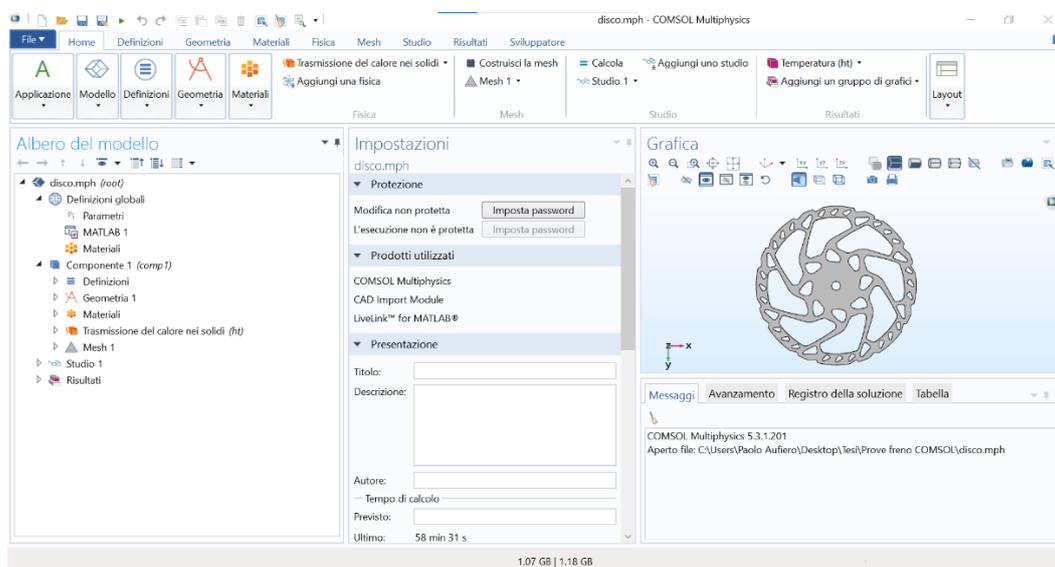


Figura 1.1.1 Interfaccia grafica di COMSOL

COMSOL Multiphysics è una piattaforma di simulazione che offre capacità di modellazione multifisica e monofisica completamente accoppiate. Il Model Builder (Albero del modello nella versione in italiano) include tutte le fasi del flusso di lavoro di modellazione: dalla definizione delle geometrie, delle proprietà dei materiali e della fisica che descrive i fenomeni specifici, alla risoluzione e al postprocessing dei modelli per produrre risultati accurati.

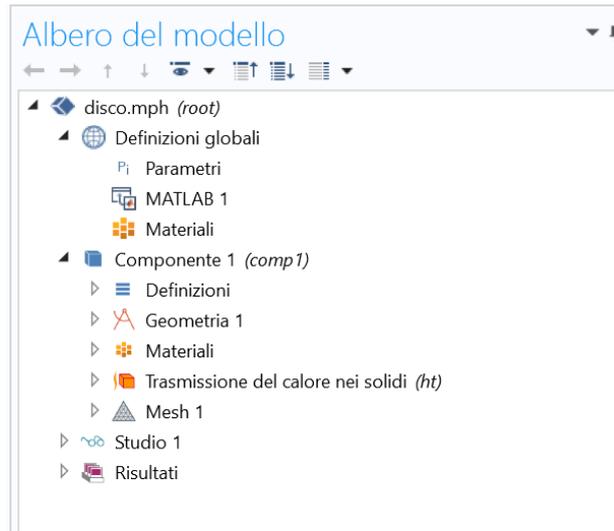


Figura 1.1.2 Il Model Builder

Il flusso di lavoro di modellazione comprende:

- Geometria e CAD
- Modellazione basata sulla fisica
- Modellazione basata sulle equazioni
- Meshing
- Studi e ottimizzazione
- Solutori
- Visualizzazione e post processing

COMSOL permette di simulare un'ampia gamma di fenomeni fisici. Tra le principali fisiche che possono essere analizzate troviamo i seguenti moduli:

- Elettronica
- Acustica
- Fluidodinamica
- Meccanica dei solidi
- Trasmissione del calore
- Ottica

Oltre alle varie fisiche, possono essere selezionati vari tipi di studio, tra cui:

- Stazionario
- Transitorio
- Dominio delle frequenze
- Autofrequenze
- Analisi modale

1.2 COME PIANIFICARE UN PROGETTO DI SIMULAZIONE

La simulazione è definita come l'imitazione delle operazioni eseguite nel tempo da un sistema o processo reale. Il suo scopo è quello di:

- Generare una storia artificiale del sistema che fa riferimento a una condizione reale
- Studiare e valutare le caratteristiche del sistema tramite l'analisi delle prestazioni
- Analizzare e confrontare sistemi ipotetici per una futura produzione
- Trovare i valori ottimali dei parametri di un processo
- Determinare i punti critici e predire le prestazioni di un sistema nel futuro

Si può quindi capire come questo sia potenzialmente uno strumento con un potenziale molto importante in ambito aziendale e industriale. Infatti, se applicato in maniera adeguata, permette un notevole risparmio di tempo e denaro permettendo di scartare o validare ipotesi costruttive e progettuali ancora prima di avere un riscontro nella realtà.

Tuttavia, va ricordato che la simulazione non è infallibile ed è soggetta a numerose approssimazioni, tra cui:

- Metodi di calcolo numerici che possono essere più o meno precisi a seconda del software utilizzato
- Variabilità dei parametri dei materiali utilizzati
- Possibilità che nella realtà intervengano fenomeni fisici che nella simulazione non sono stati presi in considerazione o difficilmente prevedibili
- Difficoltà a valutare parametri e coefficienti di fenomeni fisici più complessi

Tenendo conto di tutto ciò, il progettista deve eseguire la simulazione e interpretarne i risultati con spirito critico, tenendo sempre in mente che, come detto, il software può commettere errori non sempre trascurabili.

Se i risultati vengono interpretati in modo poco corretto e presi come veritieri senza interrogarsi sulla loro affidabilità, la simulazione rischia di essere controproducente e portare al fallimento del progetto.

Per questo motivo è sempre conveniente eseguire una parte della sperimentazione di tipo empirico, il fine è quello di poter validare il modello in condizioni particolari e semplificate e poi estrapolare la validità del modello attraverso l'uso del tool di simulazione FEM.

Questo è quanto è stato svolto durante lo svolgimento dell'attività di ricerca, ossia l'utilizzo di un modello fisico in scala che operi come il sistema fisico reale ma in condizioni facilmente controllabili.

Questo approccio alla modellizzazione di tipo ibrido che combina le simulazioni con il modello FEM alla realizzazione di un modello sperimentale che ricrei il sistema in modo da poter avere dati misurabili per poter effettuare confronti tra i risultati ottenuti dal risolutore FEM e i dati misurati. Questo tipo di approccio viene utilizzato, solitamente, quando si ha a che fare con la modellizzazione di un sistema di cui è estremamente complicato ricavare i parametri dei fenomeni fisici coinvolti. In questo modo, intervenendo in modo ricorsivo sui parametri sconosciuti, è possibile creare un modello che ricrei il fenomeno e che, potenzialmente, sia adatto anche a descrivere sistemi in cui intervengono le stesse dinamiche.

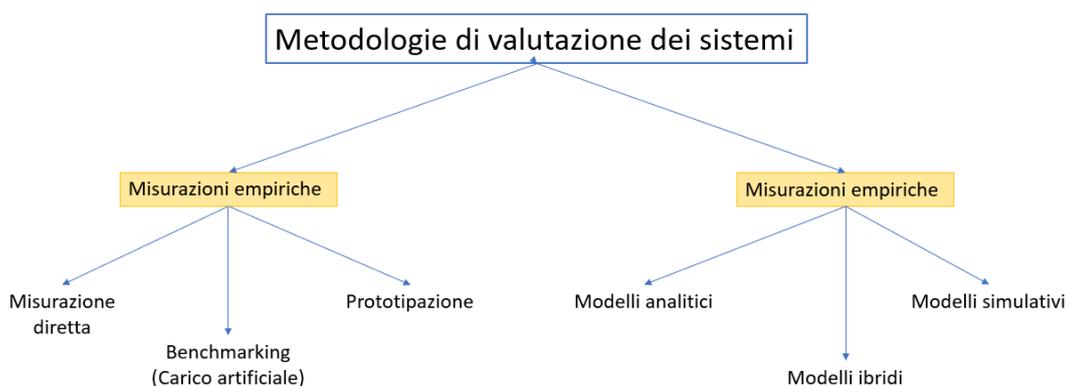


Figura 1.2.1 Metodologie di valutazione dei sistemi

1.3 PROVE INIZIALI

Per poter comprendere meglio il funzionamento di COMSOL e iniziare a prendere confidenza con questo, essendo uno strumento mai utilizzato, inizialmente, sono state effettuate delle simulazioni molto semplici di natura termica e meccanica. Tali simulazioni consistevano nell'analizzare il riscaldamento di un cubo di acciaio su cui veniva applicato un flusso termico su una delle sue facce e osservare il movimento sul piano quando sottoposto a una forza o a un moto prescritto.

Queste prime prove, per quanto banali, sono risultate di grande importanza per iniziare a creare un primo modello multi-fisico di riscaldamento tra corpi per attrito che, successivamente, è servito per realizzare una rappresentazione semplificata del contatto disco-pastiglia.

1.3.1 Cubo su pista con attrito

Il passo successivo è stato quello di immaginare il contatto tra un cubetto di alluminio sottoposto a una forza normale premente e a un moto prescritto, che striscia lungo una pista, sempre in alluminio e osservarne i risultati.

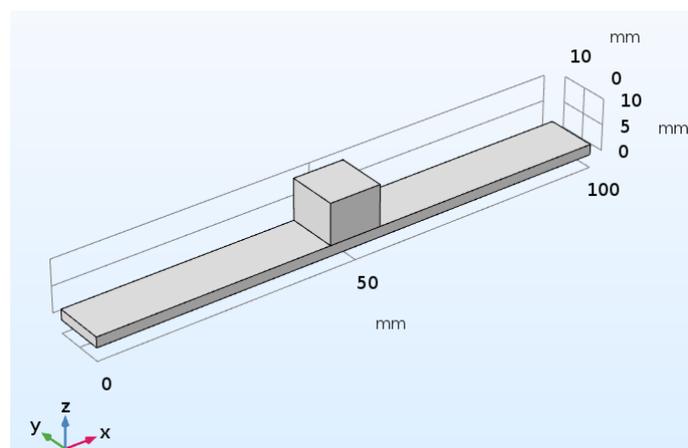


Figura 1.3.1 Primo modello di strisciamento tra corpi

Questo modello consiste in un cubo di lato 10 mm posizionato nel centro di una pista di lunghezza 100 mm e spesso 2 mm a cui è stato applicato un vincolo fisso e, quindi, non in grado di spostarsi. Al cubo è stata applicata una forza premente sulla faccia superiore e diretta lungo

l'asse z di modulo 50 N e uno spostamento prescritto periodico di ampiezza 15 mm e pulsazione $10\frac{\text{rad}}{\text{s}}$. Dunque, il centro del cubo percorrerà una traiettoria periodica lungo l'asse x compresa tra le posizioni 35 e 65 mm .

Successivamente è stata creata una coppia di contatto tra le superfici e il coefficiente di attrito dinamico è stato posto pari a 0.8 (questo valore non corrisponde alla realtà, ma è stato maggiorato per poter aumentare la potenza dissipata dalla forza di attrito e, quindi, valutarne meglio gli effetti sugli elementi).

Dopodiché è stata impostata la parte termica della simulazione: la temperatura ambiente è stata ipotizzata a 20 °C e il flusso di potenza termica scambiato tra cubo e pista è stato ricavato grazie al comando già presente in COMSOL che permette di riconoscere i corpi a contatto e, conoscendo il coefficiente di attrito, calcola il flusso di potenza termica generato.

Per ultimo, è stata finalmente avviata la simulazione. È stato deciso di simulare 25 secondi con passo 0.1 secondi in regime transitorio, ottenendo i risultati in Figura 1.3.2

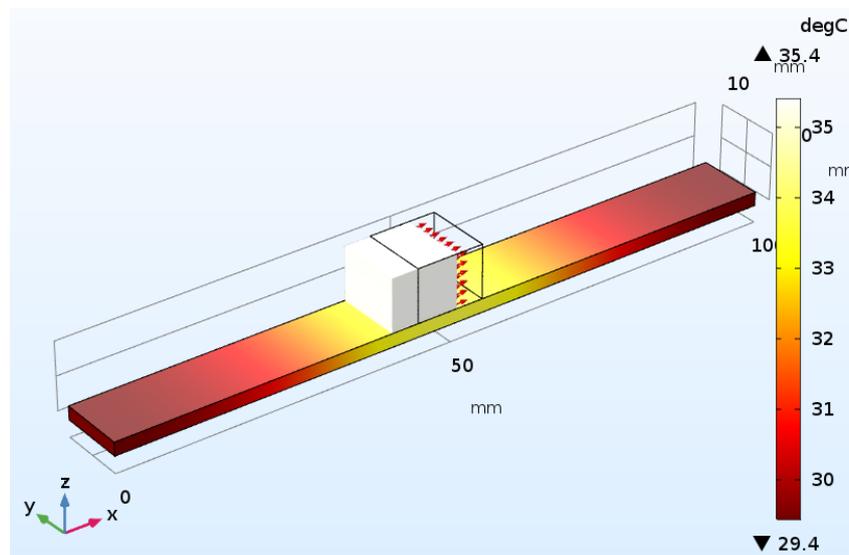


Figura 1.3.2 Campo di temperatura dopo 25 secondi

Si può notare come, in accordo con quanto ci si poteva aspettare, il riscaldamento maggiore si ha in corrispondenza del centro della pista, ovvero dove la velocità del cubetto è massima e, quindi, anche la potenza dissipata.

1.3.2 Cubo su piastra con attrito

Un ulteriore passo in avanti è stato fatto realizzando un modello che, anziché far scorrere linearmente un parallelepipedo su una pista, lo faccia muovere lungo una traiettoria circolare su una piastra. Anche in questo caso, il materiale è alluminio per entrambi e il coefficiente di attrito pari a 0.8 (sempre per il motivo precedentemente spiegato).

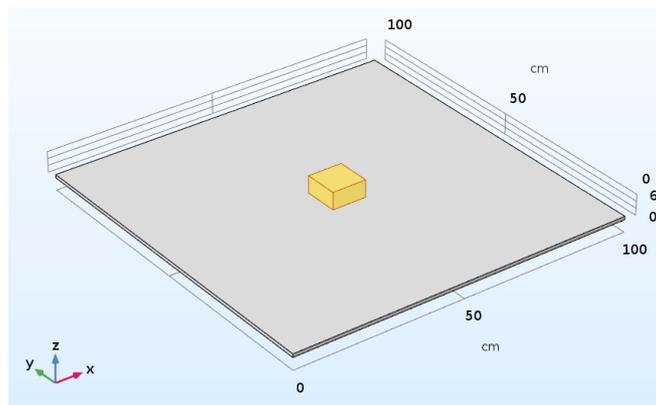


Figura 1.3.3 Modello con moto circolare

La piastra ha dimensioni $1000 \times 1000 \times 10 \text{ mm}$ e il parallelepipedo ha il lato di base di lunghezza pari a 100 mm e altezza 50 mm . Su quest'ultimo agisce una forza di intensità 2000 N che lo preme contro la superficie della piastra.

Il parallelepipedo segue una traiettoria circolare di raggio 300 mm e velocità angolare pari a $10 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ con origine nel centro della piastra. La temperatura ambiente è stata impostata a 20 °C e sono stati simulati 20 secondi discretizzati a passi di 0.1 secondi.

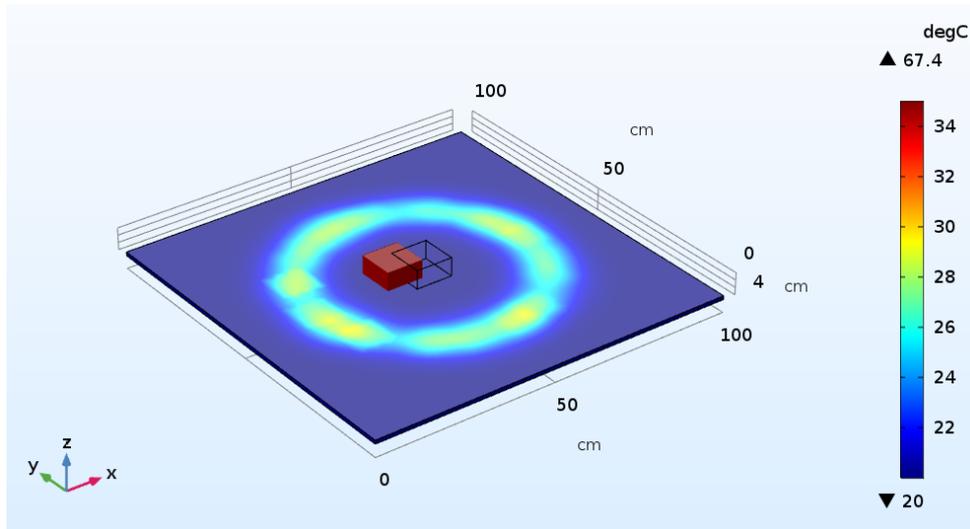


Figura 1.3.4 Campo di temperature dopo 20 s

Come si può vedere in Figura 1.3.4, la piastra risulta a temperatura maggiore lungo la traiettoria circolare percorsa dal solido.

Ovviamente, non avendo un riscontro nella realtà, non si può affermare nulla sulla bontà dei risultati di queste simulazioni, ma sono state propedeutiche per comprendere come inserire nel software le componenti fisiche necessarie e che, soprattutto, queste ultime fossero presenti e ben implementate in COMSOL.

1.4 MODELLO FEM DI PROVA

Le prime prove iniziali, per quanto utili, non possono essere sufficienti per caratterizzare il contatto freno-pastiglia e le conseguenze di questo.

Per questo motivo, si è reso necessario creare un modello FEM che ricreasse un disco frenato da una pastiglia.

Tale modello non ha la pretesa di essere accurato dal punto di vista fisico, ma piuttosto vuole simulare in maniera molto semplice il contatto tra un corpo rotante e uno fisso e analizzarne i risultati per poter carpire le informazioni necessarie per i modelli futuri.

Difatti, se nelle prove precedenti, un corpo di piccole dimensioni (paragonabile a una pastiglia) veniva fatto muovere su una piastra (che simulava un disco), in questo caso il punto di vista si ribalta e la geometria muta.

Così facendo, è stato possibile capire come gestire il movimento rotatorio dei corpi rigidi e se sistemi più complessi potessero mettere in crisi il software.

Il modello consiste in un disco, sottoposto a un vincolo fisso lungo le tre direzioni spaziali, con dei fori circolari, sottoposto a una rotazione con velocità angolare costante pari a $70 \frac{rad}{s}$ e a contatto con un parallelepipedo che fa le veci del materiale d'attrito frenante, premuto con una pressione pari a 1 bar .

Il disco, di raggio 100 mm , è in acciaio, così come la pastiglia di dimensioni $40 \times 20 \times 3 \text{ mm}$.

I fori posti sulla circonferenza hanno il solo obiettivo di complicare la geometria e valutare se la presenza di vuoti in corrispondenza della zona di contatto dove avviene lo scambio di calore possa creare problemi.

Inoltre, è stato anche considerato lo scambio di calore con l'ambiente circostante tramite l'introduzione di un flusso termico convettivo. Difatti, il disco può essere considerato come una lastra soggetta a convezione forzata. Le correlazioni per calcolare il coefficiente di scambio sono già implementate nel software; tuttavia, si tratta di un'approssimazione in quanto queste sono valide solo nel caso di lastra piana che viene lambita da un fluido con velocità costante.

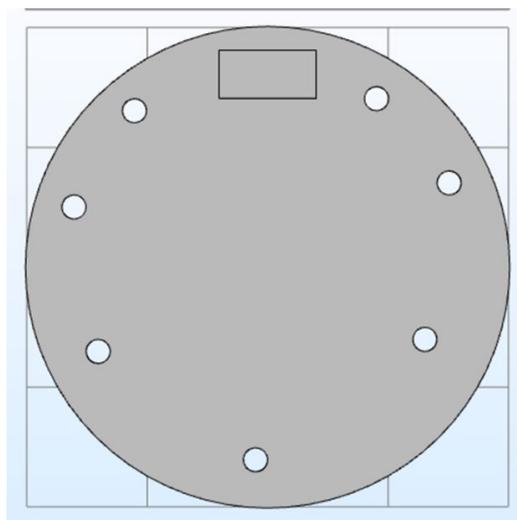


Figura 1.4.1 Modello FEM semplificato

Come ulteriore obiettivo, si è cercato di portare a regime la simulazione, ovvero cercare l'istante di tempo dopo il quale non si apprezzano cambiamenti significativi di temperatura sul disco. Dopo svariate prove analizzando visivamente e con l'uso di varie sonde l'andamento di temperatura su alcuni punti della zona di contatto, si è arrivati alla conclusione che serve simulare all'incirca 6 minuti (360 secondi) per arrivare a una situazione che può essere considerata stazionaria.

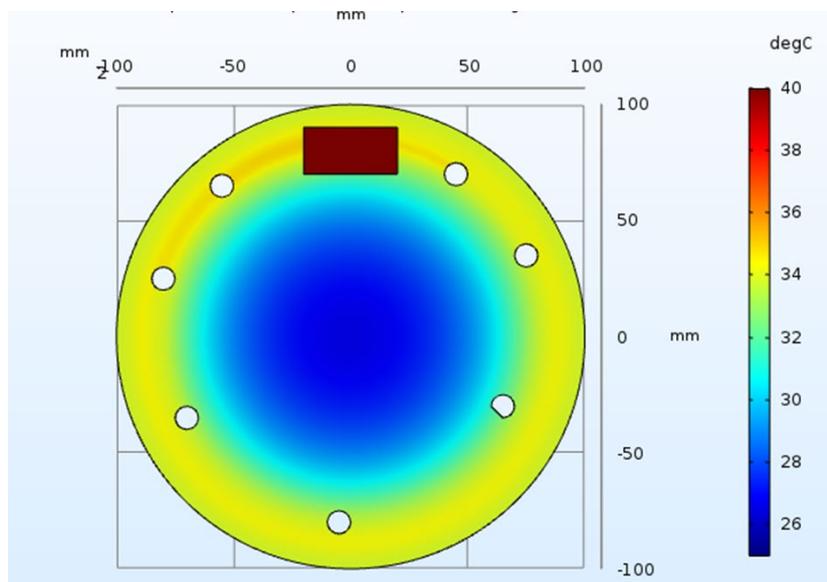


Figura 1.4.2 Campo di temperatura dopo 365 s

Dai risultati in Figura 1.4.2, si può notare come COMSOL riconosca bene la zona di contatto e riesca a modellarla in maniera adeguata (almeno apparentemente non avendo dati da confrontare).

Tuttavia, grazie a questo modello, si è incominciato a intravedere quelli che sono stati i problemi principali nelle parti successive del lavoro e, in particolare, soprattutto quando ci si è approcciati alla modellazione del disco vero e proprio. Difatti, questo modello per quanto più geometricamente avanzato rispetto a quelli delle prove precedenti, non è assolutamente paragonabile alla complessità del disco della bicicletta reale. Nonostante questo, sono stati riscontrati problemi di convergenza e, soprattutto, di tempo macchina per la risoluzione troppo eccessivo.

Il primo è stato risolto semplicemente aumentando di un ordine di grandezza la tolleranza massima accettabile passando da 0.001 a 0.01. Questo non risulta essere un grande problema perché, per COMSOL, la tolleranza è intesa come la differenza massima tra due iterazioni successive per poter arrestare la simulazione: per ogni passo temporale, il software esegue i calcoli con metodi numerici iterativi per cercare la soluzione. Se la differenza tra l'ultima iterazione e quella precedente è minore della tolleranza si può passare al passo temporale successivo, se, invece, dopo un certo numero di tentativi non si riesce ad avere tale convergenza la simulazione si arresta. Quindi, la tolleranza è scelta in base al grado di precisione che si desidera e, per l'applicazione in questione, un valore di 0.001 è fin troppo stringente.

Il secondo problema, invece, è difficilmente risolvibile in quanto è legato intrinsecamente alla geometria del pezzo. Il tempo macchina dipende principalmente dal numero di nodi della mesh da risolvere e, quindi, da quanto questa è più o meno fine e dettagliata. Nel caso in cui siano presenti spigoli vivi, fori e geometrie circolari sono necessari sempre più elementi per poter definire queste geometrie e, quindi, più nodi e, conseguentemente, più equazioni da risolvere. Inoltre, in questi punti, si raggiunge la convergenza più difficilmente. In più, mentre nelle simulazioni preliminari era sempre l'elemento più piccolo a muoversi, in questo caso sta ruotando quello con dimensioni maggiori. Questo costituisce un ulteriore problema perché per ogni passo temporale bisognerà, a parità di grandezza degli elementi della mesh, calcolare le nuove posizioni spaziali dei nodi che si spostano, i quali saranno in numero maggiore in quanto appartenenti all'elemento più grande, aggravando così il costo computazionale.

Per cercare di non aumentare ulteriormente il dispendio di tempo per il calcolo, è stato deciso di abbandonare la strada della simulazione multi-fisica (ovvero combinando i risultati meccanici e termici ricavando dai primi la potenza dissipata per attrito sul disco) per una simulazione puramente termica.

Il modulo termico di COMSOL permette di costruire modelli che prevedono anche la rotazione dei corpi, quindi, l'unica differenza è insita nel modo in cui è stato calcolato il flusso di potenza. In prima approssimazione, questo è stato calcolato considerando la forza totale ($p \cdot A$, dove p è la pressione applicata sulla pastiglia e A è l'area di quest'ultima) agente moltiplicata per la velocità media ($\omega \cdot R$, con ω velocità angolare e R raggio passante per il centro della pastiglia) e divisa per l'area di quest'ultima, ottenendo così un flusso costante sull'area di contatto ($p \cdot \omega \cdot$

R). In realtà, questo dovrebbe aumentare linearmente all'aumentare della distanza dal centro di rotazione, ma nel nostro caso è stato preso un valore medio.

Se nelle simulazioni introduttive i tempi di calcolo erano nell'ordine di circa 10 minuti per la prima e dell'ora e mezza per la seconda, per quest'ultima, nonostante sia presente una sola fisica, si sono superate le 2 ore e mezza di calcolo. Tutto ciò risulta essere ancora più significativo se si considera che, in questo caso, il contatto avviene su una sola faccia (a differenza della realtà dove il disco viene frenato da due pastiglie su entrambe le facce), e quindi il calcolo risulta meno dispendioso.

Ciò ha portato a considerare altre opzioni per poter concludere in tempi accettabili le simulazioni che verranno analizzate nel capitolo successivo.

Capitolo 2

2 LA FASE DI MODELLAZIONE FEM SPERIMENTALE

Mentre le prove iniziali avevano lo scopo di osservare il fenomeno dal solo punto di vista qualitativo, i modelli successivi, invece, hanno come obiettivo quello di ricreare nel modo più accurato possibile quella che potrebbe essere la situazione sperimentale reale.

Tutto questo è stato possibile solo dopo aver avuto a disposizione gli elementi che compongono il set-up sperimentale. Infatti, è necessario conoscere la geometria dei componenti che compongono il sistema frenante, nello specifico avere a disposizione il disco e la pastiglia per poterli modellizzare con un software CAD (nel nostro caso, SolidWorks) e importarli nell'ambiente di simulazione.

Si è scelto di utilizzare SolidWorks e, successivamente, importare il file in COMSOL in quanto il CAD già presente in quest'ultimo risultava di difficile utilizzo per disegnare geometrie complesse (come quella del disco).

Difatti, non appena c'è stata la possibilità di entrare in possesso del disco che è stato successivamente usato per le prove sperimentali, si è provveduto subito a ricrearlo con il CAD per poter importarne la geometria in COMSOL. Discorso diverso, invece, per quanto riguarda la pastiglia che, data la sua geometria molto semplice, è stata modellizzata tramite il CAD di COMSOL.

Dopodiché, sono state avviate una serie di simulazioni di prova sul sistema disco-pastiglia utilizzando come riferimento la simulazione eseguita per il modello semplificato, variandone di volta in volta i parametri per osservarne gli effetti.

Tuttavia, queste sono risultate del tutto inutili perché, per i problemi di cui si è discusso nel precedente capitolo, il tempo macchina richiesto era estremamente elevato e la convergenza non veniva raggiunta.

Dopo aver preso atto di tutto ciò e dopo diversi giorni di valutazione, si è arrivati alla conclusione che una simulazione di questo tipo, con questa geometria e questi parametri era improponibile e si è deciso di valutare la possibilità di utilizzare strade alternative.

Dopo svariate ricerche, è stata scoperta la possibilità di utilizzare funzioni create tramite MATLAB per poi richiamarle in COMSOL.

Tenendo conto di ciò, è stato deciso di cambiare approccio: gli effetti dell'attrito su disco e pastiglia saranno simulati separatamente tramite l'ausilio di funzioni realizzate in MATLAB che ricreano il flusso di potenza termica. In questo modo, cambiando il sistema di riferimento, è possibile evitare la rotazione del disco; questa sarà all'interno della funzione, creando così un flusso rotante. Così facendo, si crea un sistema equivalente in cui è la pastiglia a ruotare sul disco e non viceversa.

Nel seguito verranno descritti i componenti, i passaggi e le ipotesi adottate nelle simulazioni di disco e pastiglia.

2.1 DISCRETIZZAZIONE SPAZIO-TEMPORALE DELL'EQUAZIONE DEL CALORE

Ogni fenomeno termico che avviene in un dominio spazio-temporale è modellizzato dall'equazione del calore

$$c\rho \frac{\partial u}{\partial t} - \nabla \cdot (k\nabla u) = q_v$$

Dove c , ρ , k sono rispettivamente il calore specifico, la densità e la conducibilità termica del materiale considerato, q_v e il termine sorgente (o pozzo, se negativo) e u la temperatura.

L'equazione del calore è un'equazione alle derivate parziali (PDE) che permette di modellizzare l'andamento di temperatura di un corpo soggetto a carichi termici.

Questa, però, è risolvibile analiticamente e in forma chiusa, dopo aver impostato le opportune condizioni al bordo (di tipo Neumann, Dirichlet o Robin), solo per pochi casi molto semplici come, per esempio, la conduzione del calore in una lastra di lunghezza infinita.

Per poter, quindi, trovare una soluzione in caso di problemi di complessità maggiore è assolutamente necessario ricorrere a metodi di integrazione numerica.

Nello specifico, nel caso dei modelli FEM si ricorre a metodi agli elementi finiti che si basano sulla cosiddetta “formulazione variazionale” del problema ai valori di bordo. Questa si basa sull'utilizzo di alcune funzioni, dette “funzioni test” o “spostamenti ammissibili”, che rispettano alcune specifiche proprietà (tra cui la continuità e la derivabilità almeno a tratti nel dominio considerato).

La “formulazione variazionale” spiega, in termini matematici, quello che in meccanica è noto come Principio dei Lavori Virtuali.

Quindi, utilizzando apposite “funzioni test” e suddividendo il dominio in opportune regioni spaziali (“mesh”), è possibile ricondurre il problema a un sistema matriciale del tipo

$$A\bar{u}' + D\bar{u} = \bar{f}$$

dove A e D sono chiamate, storicamente, rispettivamente la matrice di massa e di rigidità del sistema e \bar{u} è il vettore incognita delle temperature calcolato in appositi punti detti “nodi” della mesh.

Il sistema così ottenuto presenta sia il vettore delle temperature che la sua derivata: si tratta quindi di un sistema di equazioni differenziali e può essere riscritto, dopo aver applicato le opportune condizioni al bordo (le quali non dipendono dal tempo, ma solo dalle coordinate spaziali), equivalentemente sotto forma di problema di Cauchy come

$$\begin{cases} u' = F(u, t) \\ u(t = 0) = u_0 \end{cases}$$

Per trovare il valore della temperatura nei nodi è necessario utilizzare degli opportuni metodi di avanzamento temporale.

Nel caso specifico della nostra analisi, in ambiente COMSOL risultano implementati vari metodi di avanzamento temporale. Per la nostra applicazione è stato deciso di utilizzare il cosiddetto metodo Backward Difference Formula (BDF) del secondo ordine. Questo utilizza una combinazione dei valori di temperatura in tre istanti di tempo successivi per trovare un'approssimazione del valore di temperatura in un determinato istante temporale.

Definendo come Δt il passo temporale di integrazione e con k il k -esimo istante temporale, il metodo BDF è definito come:

$$\frac{3}{2}u^{k+1} - 2u^k + \frac{1}{2}u^{k-1} = \Delta t \cdot F(u^{k+1}, t_{k+1})$$

Così facendo, è possibile ricavare il campo di temperature nel dominio per ogni istante k .

2.2 IL DISCO E MODELLO FEM

2.2.1 Il disco



Figura 2.1.1 Il disco

Come discusso nel capitolo precedente, il disco (Figura 2.1.1) presenta una geometria che è ben più complicata rispetto al disco utilizzato per il modello FEM di prova.

Tale complessità deriva dalla presenza di fori situati lungo tutta la zona di contatto con la pastiglia e dal fatto che, anche la zona centrale, non è piena ma presenta delle razze con forma non regolare.

Questa geometria serve principalmente per favorire l'areazione, permettendo di raffreddare in maniera efficiente il metallo, evitando in questo modo riscaldamenti eccessivi che possono compromettere la frenata. Inoltre, avendo meno superficie di contatto rispetto alla controparte piena, salvaguarda le pastiglie riducendone l'usura.

Il CAD del disco è stato realizzato scattando una foto del disco, che è stata successivamente caricata su uno schizzo di SolidWorks, e seguendo le linee di contorno tramite la funzione spline è stato possibile ricrearne la geometria. Il tutto è poi stato scalato prendendo come misura di riferimento il diametro esterno, pari a 180 mm.

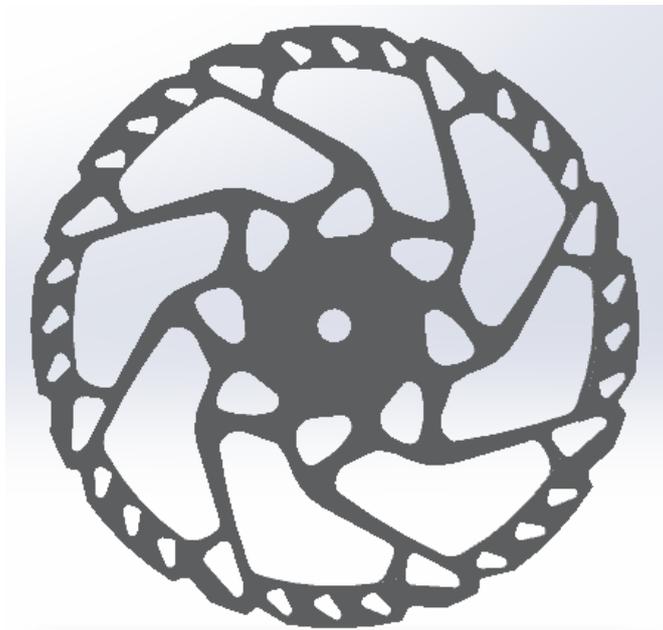


Figura 2.1.2 Modello CAD del disco

Si nota come la zona centrale di fissaggio sia stata semplificata nel CAD. Ai fini dell'analisi, questa, non porta alcun contenuto di interesse.

Il materiale è acciaio AISI 304L che presenta le seguenti proprietà termiche:

- Calore specifico a pressione costante: $500 \frac{J}{kg \cdot K}$
- Conducibilità termica: $16 \frac{W}{m \cdot K}$
- Densità: $8000 \frac{kg}{m^3}$

2.2.2 Condizioni iniziali e al contorno applicate al modello FEM del disco

Per poter strutturare al meglio la simulazione, si è reso necessario effettuare alcune ipotesi sul sistema da studiare. Così facendo, si è deciso quali fenomeni potessero essere più o meno rilevanti.

Per quanto lo strisciamento tra due corpi non risulti, dal punto di vista della simulazione, complicato da implementare, alcuni parametri a essa associati possono essere difficili da definire in prima battuta.

In questo caso, in particolare, è stato fondamentale fare alcune ipotesi su due aspetti principali del fenomeno: il coefficiente di attrito dinamico e il coefficiente di scambio convettivo.

Se per quanto riguarda il contatto tra freno e disco di un autoveicolo, in letteratura è possibile trovare tutti i dati necessari, così non è per l'impianto frenante di una bicicletta. Ciò è dovuto, principalmente, alla non conoscenza approfondita del materiale d'attrito della pastiglia. Infatti, l'unica informazione in possesso è che si tratta di ferodo (uno speciale materiale composito utilizzato quasi esclusivamente in questo campo), ma non si dispone di alcun dato a riguardo del coefficiente di attrito. Ricercando in rete, si è notato come, in base alla composizione del materiale, questo vari in un range compreso tra 0.2 e 0.5 per applicazioni considerate non eccezionali e, per temperature di esercizio al di sotto dei 150 °C, si mantiene pressoché costante. Considerando ciò, è stato deciso di utilizzare un coefficiente di attrito dinamico pari a 0.3.

Il coefficiente convettivo risulta decisamente complicato (se non impossibile con gli strumenti a disposizione) da calcolare in modo preciso a causa della particolare geometria. Infatti, se il disco fosse pieno, questo potrebbe essere approssimato come una lastra piana sottoposta a convezione forzata e, tenendo conto dell'andamento delle velocità lungo il raggio (le quali influenzano lo scambio termico), è possibile calcolare un coefficiente medio valido per tutta la superficie o una funzione che tenga conto della variazione di velocità lungo il raggio con le apposite correlazioni. Così non è, però, per il nostro disco: i fori presenti sulla zona di contatto e le razze introdurranno sicuramente dei moti turbolenti di cui è impossibile prevederne l'andamento. Per questo motivo, è stato deciso di considerare due contributi separati: un flusso termico convettivo dovuto all'aria che scorre lungo la zona di contatto, la quale è trattata come

una lastra piana sottoposta a convezione forzata, e uno dovuto ai moti turbolenti, applicato in corrispondenza delle superfici interne dei cosiddetti fori.

Il primo di questi è stato calcolato con la seguente correlazione:

$$Nu = 0.646 \cdot \sqrt{Re} \cdot \sqrt[3]{Pr} \quad \text{con} \quad Re < 2 \cdot 10^5$$

dove Nu è il numero di Nusselt, Re il numero di Reynolds e Pr è il numero di Prandtl. Dopo aver calcolato i numeri di Reynolds (e, quindi, verificato che il fluido è in regime di moto laminare) e Prandtl (considerando, per entrambi, come lunghezza caratteristica il diametro esterno del disco), è stato possibile ricavare dal numero di Nusselt il valore del coefficiente di scambio convettivo. Questo risulta pari a $5.5 \frac{W}{m^2 \cdot K}$. Come ulteriore approssimazione, per tenere conto del cambio di velocità lungo il raggio, questo è stato considerato con un andamento lineare lungo la zona di contatto, diminuendo più ci si avvicina al centro.

Per quanto riguarda il secondo, l'unica strada percorribile è ipotizzare un valore del coefficiente convettivo e verificare a posteriori (dopo le prove sperimentali) se questo risulta ragionevole. L'aria in moto turbolento ha un coefficiente di scambio convettivo che varia tra 25 e $100 \frac{W}{m^2 \cdot K}$. È stato scelto di utilizzare inizialmente un valore di $50 \frac{W}{m^2 \cdot K}$ e, successivamente, dopo la valutazione delle prove sperimentali si cercherà un valore di questo più preciso in modo da far convergere il modello con la realtà. Nel seguito, verrà dedicato un capitolo apposito su questa parte.

2.2.3 La funzione flusso di potenza del disco

Come accennato precedentemente, è stato utilizzato MATLAB per creare una funzione che descrivesse il movimento della pastiglia sulla superficie del disco e il conseguente flusso di potenza generato.

In questo modo, è stato possibile ridurre drasticamente i tempi di calcolo e ottenere la convergenza del modello.

La funzione riceve in input (dai dati di COMSOL) la temperatura sul disco, le posizioni spaziali dei nodi della mesh e il tempo e restituisce come output il flusso di potenza al tempo e nella posizione considerati.

Di seguito viene riportato lo script di MATLAB della funzione:

```
function out = heatflow1(T,x,y,t)

% Parameters -----

R = 0.085;
r = 0.005;
mu=0.3;
omega=20;

Tambient = 298.15;

theta = omega*t;

xs = R*cos(theta);
ys = R*sin(theta);
out=zeros(1,length(T));
radius=sqrt(x.^2+y.^2);
h=5.5/0.09*radius;

if radius>0.07
out = h.*(Tambient - T);
end

p=50000;

surfacepower =mu*p*omega*radius ;

idx = (x - xs).^2 + (y - ys).^2 <= r.^2;

out(idx) = surfacepower(idx);

end
```

La funzione ha implementato in sé i parametri geometrici della pastiglia e del disco (R e r) e il coefficiente di attrito dinamico (μ). Conoscendo la velocità angolare (ω), è stato possibile ricavare la posizione angolare del centro della pastiglia (θ) in ogni istante temporale e, quindi, le sue coordinate cartesiane (x_s e y_s).

Successivamente è stato inizializzato un vettore di zeri con lunghezza pari a quella del vettore temperatura. Ciò è necessario per poter salvare i valori del flusso termico in ogni posizione.

Il vettore *radius* è il valore del raggio dal centro di ogni punto della mesh. Il coefficiente convettivo *h*, come detto precedentemente, vale $5.5 \frac{W}{m^2 \cdot K}$ in corrispondenza del raggio esterno (90 mm) e decresce linearmente man mano che ci si avvicina al centro di rotazione.

La condizione *if* nel codice serve per delimitare la zona di contatto: qui, agisce lo scambio termico convettivo in regime di moto laminare.

La variabile *p* rappresenta la pressione di contatto espressa in *Pa*.

Surfacepower è il vettore con il flusso di potenza nei vari punti. Questa funzione è stata ricavata ragionando sull'attrito sviluppato da un infinitesimo di area di contatto. Difatti, sviluppando i calcoli si ha:

$$dP = dF \cdot v = \mu \cdot p \cdot dA \cdot v = \mu \cdot p \cdot \omega \cdot r \cdot dA$$

dove *dF* è la forza infinitesima premente, *v* la velocità tangenziale, μ il coefficiente di attrito, ω la velocità angolare, *r* il raggio e *dA* l'area infinitesima

e quindi

$$\frac{dP}{dA} = \mu \cdot p \cdot \omega \cdot r$$

che rappresenta il flusso di potenza al variare del raggio considerato.

Il vettore *idx* è un vettore logico che indica, aggiornandosi in ogni istante temporale, quali punti sono in contatto con la pastiglia e, quindi, soggetti allo scambio di flusso termico per attrito.

Infine, viene fornito in output il vettore di flusso termico con, nelle posizioni di contatto, il valore del flusso scambiato per attrito.

Tramite l'apposita sezione in COMSOL, è stato possibile richiamare la funzione e utilizzarla per le simulazioni. Così facendo, si sono ottenuti i vantaggi precedentemente spiegati.

Il guadagno di tempo è netto: dalle svariate ore necessarie per il modello "completo", ovvero quello con pastiglia e disco simulati contemporaneamente, si passa a una ventina di minuti circa,

a parità di dimensione della mesh. Tenendo conto di ciò, è stato deciso di affinare la mesh e ridurre il passo temporale, ottenendo risultati più precisi; il tempo di risoluzione, ovviamente, aumenta (circa 50 minuti), ma tuttavia i risultati lo giustificano.

2.2.4 Impostazione dei parametri di simulazione del modello FEM del disco in COMSOL

Dopo aver realizzato il modello CAD con SolidWorks del disco e realizzato la funzione flusso di potenza tramite MATLAB, sono stati decisi i parametri da inserire nella simulazione. Nello specifico si tratta di definire la velocità di rotazione del disco, la pressione di frenata e la temperatura ambiente.

Per poter definire la velocità di rotazione e la pressione, bisogna tenere conto della potenza del motore a cui è accoppiato il disco. Come verrà mostrato nel capitolo dedicato al set-up sperimentale, è stato scelto un motore DC brushless con potenza nominale 60 W . Considerando che il test sperimentale vuole andare ad indagare il comportamento termico fino alla situazione di regime, lo strisciamento tra i corpi dovrà essere abbastanza prolungato nel tempo, per cui, il motore non dovrà lavorare al massimo delle sue prestazioni per non rischiare surriscaldamenti ed eventuali danni. Questo si traduce nel trovare la giusta combinazione tra velocità angolare e pressione frenante che permette di analizzare il fenomeno di riscaldamento salvaguardando il motore.

Dopo queste considerazioni, si è calcolato come una velocità angolare di $20 \frac{rad}{s}$ combinata con una pressione frenante di 0.5 bar sia una buona combinazione: effettuando una veloce verifica, la potenza necessaria richiesta al motore è di circa 7 W , decisamente molto più bassa rispetto ai 60 W massimi. Se si considera il fenomeno e considerando sempre la limitazione della potenza disponibile, avere forze frenanti elevate significare limitare la velocità del disco non permettendo di apprezzare il riscaldamento, così come avere velocità più elevate in quanto intervengo i fenomeni di flusso convettivo turbolento discussi precedentemente in maniera preponderante (oltre che ridurre ulteriormente la forza frenante per rientrare nei limiti di potenza).

Per quanto riguarda la temperatura ambiente, il luogo dove è stata effettuata la prova era climatizzato a 25 °C. Misurando la temperatura con un semplice termometro per ambienti, si è notato come questa rimanga pressoché costante in ogni luogo della stanza.

Dopo tutte queste considerazioni, è stata finalmente impostata la simulazione.

Per poter importare la geometria, i file CAD devono essere in formato STEP. È stato quindi creato un file di tale formato del modello SolidWorks del disco e importato in COMSOL e, dopodiché, è stato assegnato il materiale con le caratteristiche prima riportate.

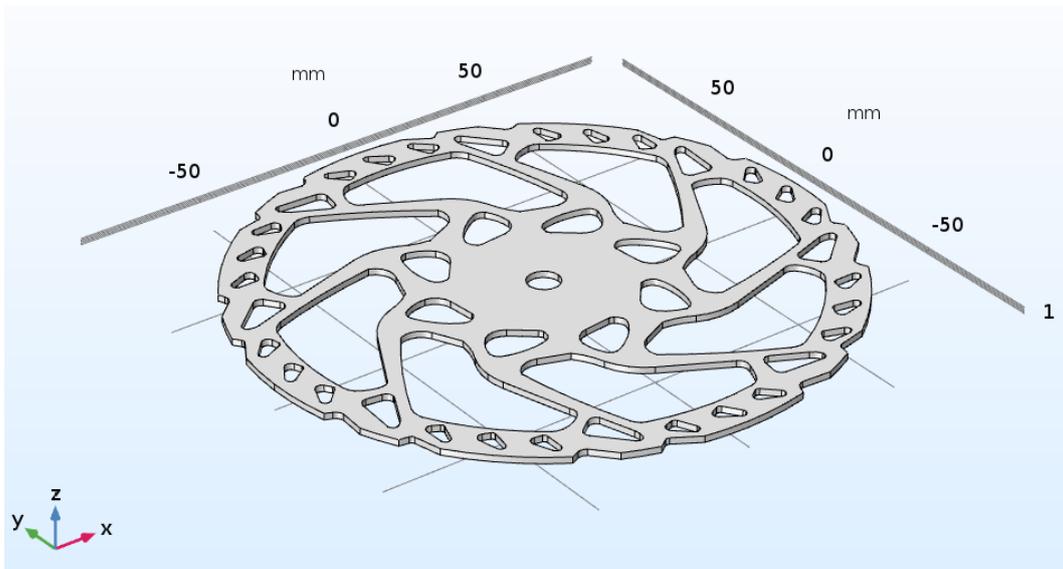


Figura 2.1.3 Modello del disco in COMSOL

Successivamente sono stati inseriti i parametri della simulazione termica nel modulo di trasmissione di calore nei solidi.

Per prima è stata impostata la temperatura ambiente a 25 °C e, subito dopo, i flussi termici sulle facce su cui agiscono.

Il flusso termico generato per attrito agisce sulle due facce del disco (parallele al piano xy in Figura 2.1.3), mentre quello convettivo turbolento è stato supposto agire nelle facce interne dei fori.

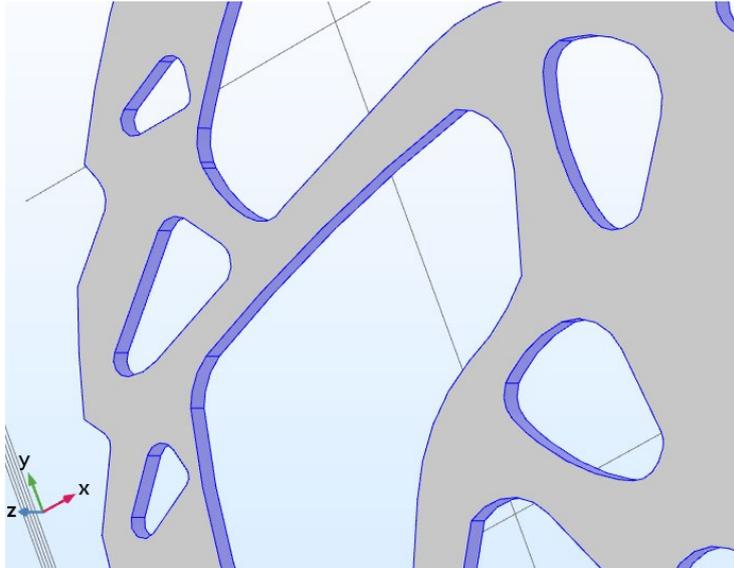


Figura 2.1.4 Dettaglio del disco con facce su cui agisce lo scambio convettivo turbolento (in viola)

Il primo è stato richiamato con l'apposita funzione creata, mentre per il secondo, semplicemente, è stata scelta l'opzione corrispondente dal menù a tendina ed è stato inserito il valore del coefficiente convettivo h a $50 \frac{W}{m^2 \cdot K}$.

A questo punto, il modello è pronto e si possono impostare i parametri della mesh e quelli temporali.

Per la meshatura dell'elemento, COMSOL permette di scegliere tra nove gradi di accuratezza da "estremamente rada" a "estremamente fitta". La mesh predefinita è tetragonale non strutturata e viene creata tramite degli algoritmi appositi presenti nel software. È anche possibile creare delle mesh con regole precise create dall'utente. Per la nostra applicazione, risulterebbe molto dispendioso e superfluo creare una mesh personalizzata, per cui è stato scelto di utilizzare una mesh di default con grado di definizione "normale".

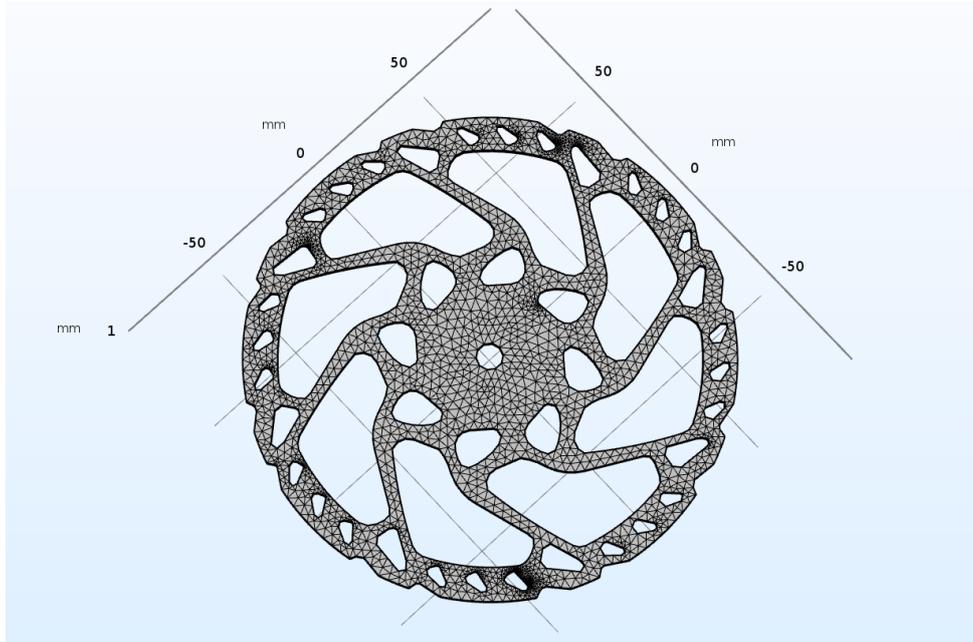


Figura 2.1.5 Modello con mesh

Dalla Figura 2.1.5, si può notare come la mesh sia più fitta in corrispondenza di alcuni fori, specialmente nelle zone meno arrotondate.

Dopo aver impostato i parametri dinamici e geometrici, sono stati definiti quelli relativi al solutore. Quindi, in particolare, è stato deciso il tempo della simulazione, il passo temporale e il grado di tolleranza.

Il tempo della simulazione è stato posto pari a 300 secondi, ovvero 5 minuti. Questo tempo è stato scelto prendendo in considerazione che, successivamente, dovrà essere effettuata la prova sperimentale: in questo modo, il motore DC non risulta eccessivamente sotto sforzo.

Il passo temporale è stato impostato a 0.01 secondi. Essendo il tempo una variabile discretizzata nella simulazione, un passo temporale troppo elevato non avrebbe permesso di cogliere in modo adeguato il fenomeno: infatti, la posizione della pastiglia sul disco dipende dal tempo e, se questo è discretizzato con un passo troppo grande, nell'arco di un singolo giro, il flusso sarà applicato solo in poche zone limitate. Ponendolo a 0.1 secondi, invece la differenza tra una posizione e l'altra è limitata a pochi radianti (nello specifico 0.2 rad, corrispondenti a circa 11.5°). Tale scelta risulta essere un compromesso tra precisione del modello e tempo: così facendo si descrive in maniera accurata il fenomeno con tempi di risoluzione accettabili.

Il grado di tolleranza è stato posto pari a 0.01 per gli stessi motivi di cui si è discusso nella parte riguardante il modello FEM di prova.

2.3 LA PASTIGLIA E MODELLO FEM

2.3.1 La pastiglia



Figura 2.2.1 La pastiglia

Le pastiglie, a differenza del disco, presentano una geometria molto semplice. Queste sono costituite da una base in acciaio AISI 430 su cui è stato posato il materiale di attrito (ferodo).

Queste trovano alloggiamento nella pinza freno: una di queste è fissa ed è radente al disco, mentre l'altra è mobile e viene premuta contro il disco tramite l'ausilio di un pistone flottante azionato da un martinetto idraulico.



Figura 2.2.2 Pinza freno con alloggiamento pastiglie

Per modellare la pastiglia è stato deciso di utilizzare direttamente gli strumenti grafici presenti in COMSOL. Tuttavia, data la forma irregolare, il materiale di attrito è stato approssimato con un parallelepipedo di dimensioni 23x11.5x2 mm. La base in acciaio ha dimensioni 31x19.5x2 mm ed è stato deciso di trascurare il contributo del lembo fuoriuscente (il quale serve da aggancio per fissare la pastiglia sulla pinza).

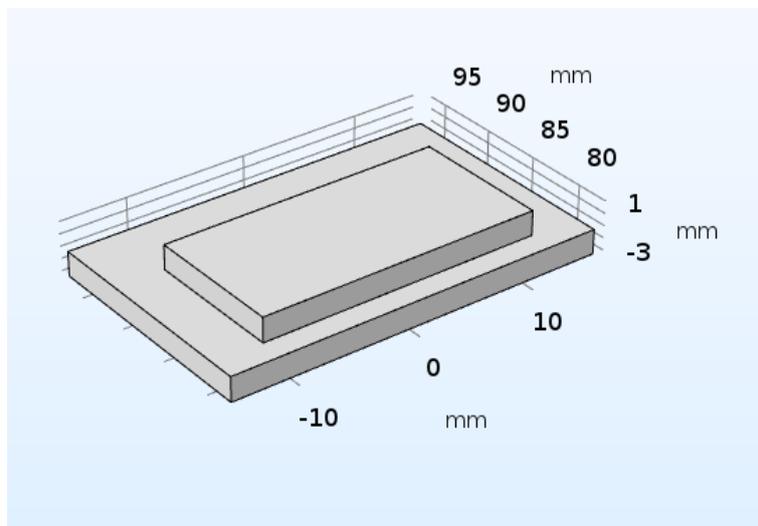


Figura 2.2.3 Modello CAD della pastiglia

Data la scarsa conoscenza sulla composizione del ferodo, per quanto riguarda le sue proprietà termiche, è stato deciso di utilizzare dei valori trovati in letteratura che hanno valore generale.

Di conseguenza, sono stati utilizzati i seguenti parametri:

- Calore specifico a pressione costante: $1034 \frac{J}{kg \cdot K}$
- Conducibilità termica: $0.5 \frac{W}{m \cdot K}$
- Densità: $3660 \frac{kg}{m^3}$

Per l'acciaio si ha:

- Calore specifico a pressione costante: $460 \frac{J}{kg \cdot K}$
- Conducibilità termica: $23 \frac{W}{m \cdot K}$
- Densità: $7850 \frac{kg}{m^3}$

2.3.2 Condizioni iniziali e al contorno applicate al modello FEM della pastiglia

Il trasferimento di calore sulla pastiglia, di per sé, non ha bisogno di semplificazioni per poter migliorare la simulazione in quanto presenta una geometria molto semplice e non ha parti in movimento, a differenza del disco.

Tuttavia, se da un lato risulta un modello facilmente risolvibile per il software, dall'altro il fenomeno fisico risulta molto complesso a causa del movimento dell'aria intorno alla pastiglia. Difatti, questa risentirà sicuramente dei flussi turbolenti di aria creati dal disco in rotazione che influiranno sullo scambio termico.

Inoltre, ci sarà anche un contributo dovuto al contatto con il pistoncino idraulico. Tuttavia, di quest'ultimo, non si conoscono le proprietà del materiale e quindi risulta impossibile poterlo modellare.

Per risolvere tutto ciò, è stato ipotizzato che la pastiglia scambi calore per convezione con l'ambiente esterno. Non avendo informazioni utili per il calcolo, il coefficiente di scambio convettivo è stato ipotizzato pari a $40 \frac{W}{m^2 \cdot K}$ in prima approssimazione.

Lo scambio convettivo è stato applicato anche sulla faccia dove agisce il pistone: questa è una forte approssimazione, ma tuttavia è l'unico modo per poter tenere conto dello scambio termico con questo. Se si considera, però, che il pistone circolare non è pieno ma ha una sezione a corona

circolare questo influirà in maniera minore e l'errore dovuto a tale approssimazione risulta meno influente. In prima battuta, su questa faccia, il coefficiente di scambio convettivo ha valore $60 \frac{W}{m^2 \cdot K}$.

Come per il disco, successivamente verrà condotto uno studio per affinare meglio questi parametri.

2.3.3 Funzione flusso di potenza della pastiglia

Come nel caso del disco, anche per il flusso termico agente sulla pastiglia è stato deciso di utilizzare una funzione MATLAB.

Questa risulta essere molto più facile da implementare in quanto non prevede nessuna rotazione. Inoltre, la faccia su cui avviene il contatto non è interessata da fenomeni di scambio convettivi e, quindi, si ha un'ulteriore semplificazione.

Di seguito viene riportato lo script utilizzato in MATLAB per creare la funzione

```
function out = heatpad(x,y)
% Parameters -----

omega=20;
p=50000;
radius=sqrt(x.^2+y.^2);
mu=0.3;
surfacepower =0.6*mu*p*omega*radius ;

out=surfacepower;

end
```

Come per la funzione precedente, i parametri ω , p , $radius$ e μ rappresentano rispettivamente la velocità di rotazione del disco, la pressione di frenata, il vettore contenente le distanze dal centro di rotazione di ogni singolo nodo della mesh e il coefficiente di attrito.

La funzione restituisce in output la variabile $surfacepower$, che altro non è che un vettore contenente i valori del flusso di potenza termica in ogni nodo.

Oltre alle differenze sopra descritte, ne è presente un'altra fondamentale: nel calcolo del flusso è stato inserito un coefficiente pari a 0.6 che va a tenere conto del fatto che il disco che striscia sulla pastiglia non è pieno. Andando a considerare la zona di contatto sul disco, tramite misurazioni sul CAD, si è misurata la percentuale di vuoti presenti. Questa è pari al 40% dell'area totale. Ciò significa che sulla pastiglia agirà un flusso termico che è pari al 60% di quello che sarebbe se il disco fosse pieno.

2.3.4 Impostazione dei parametri di simulazione del modello FEM della pastiglia in COMSOL

Per impostare la simulazione della pastiglia è necessario solo definire le facce su cui agisce il flusso termico convettivo e quella su cui agisce il flusso termico provocato dall'attrito. Difatti, la velocità di rotazione e la pressione di contatto saranno le stesse che si hanno avuto precedentemente quando si è discusso del disco.

Anche la temperatura ambiente, ovviamente, non varia ed è sempre pari a 25 °C.

Quindi, dopo aver creato la geometria direttamente in COMSOL senza importare alcun file CAD, si sono definiti i materiali precedentemente descritti.

Il modello non è stato creato in corrispondenza dell'origine degli assi, bensì è traslato lungo l'asse y in modo che il centro pastiglia sia a una distanza pari a 85 mm dall'asse di rotazione del disco. Questo è stato fatto cosicché ogni punto della pastiglia sia effettivamente alla giusta distanza senza inserire parametri di traslazione nella funzione MATLAB.

Successivamente sono stati inseriti i flussi termici nel modulo di trasmissione di calore nei solidi.

Nelle figure sottostanti, sono evidenziate le facce su cui agiscono i vari flussi prima descritti: quello dovuto allo strisciamento (Figura 2.2.4), quello convettivo (Figura 2.2.5) e quello relativo alla faccia su cui spinge il pistone (Figura 2.2.6). Per ognuno di questi è stato creato un apposito flusso termico apposito in COMSOL.

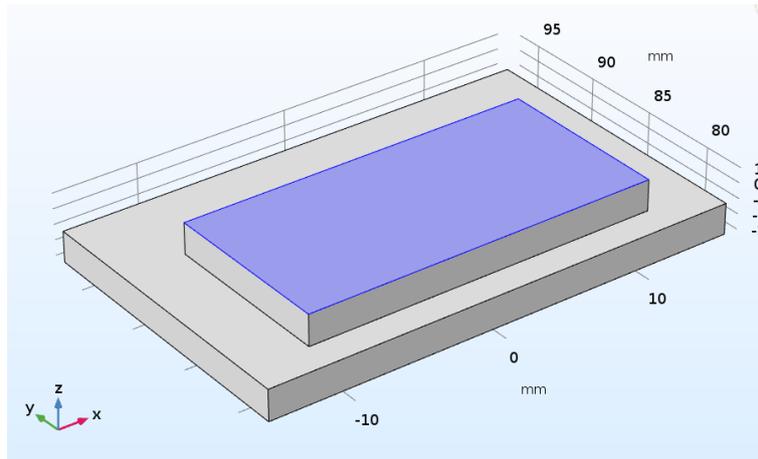


Figura 2.2.4 Faccia su cui agisce il flusso termico dovuto all'attrito

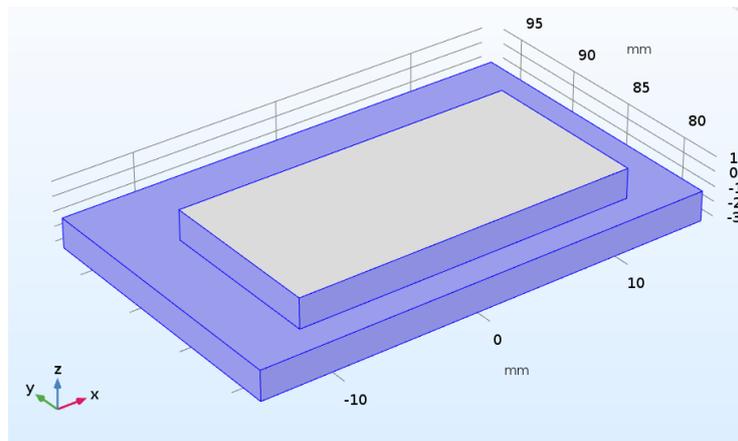


Figura 2.2.5 Facce su cui agisce il flusso termico convettivo

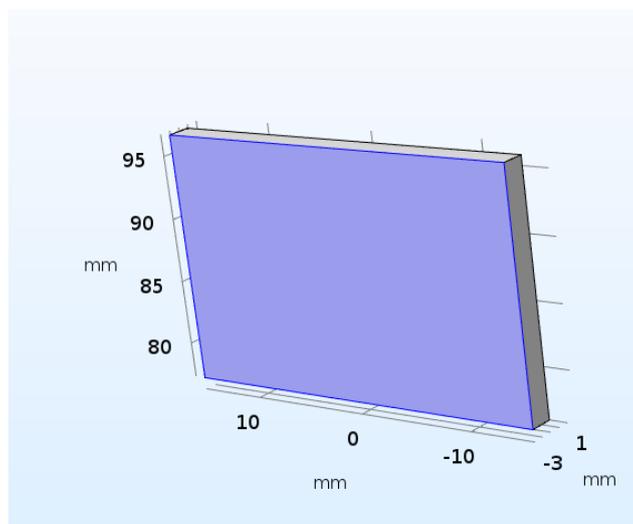


Figura 2.2.6 Faccia su cui agisce il flusso termico condizionato dal pistone

Per quanto riguarda i parametri della soluzione, è stato scelto uno studio transitorio che analizzi 300 secondi il fenomeno (esattamente come per il disco) discretizzati con passo temporale di 0.1 secondi.

A differenza di prima, non è più necessario un tempo più piccolo per il passo temporale in quanto non si hanno elementi rotanti.

Anche in questo caso una tolleranza di 0.01 è sufficiente.

2.4 RISULTATI

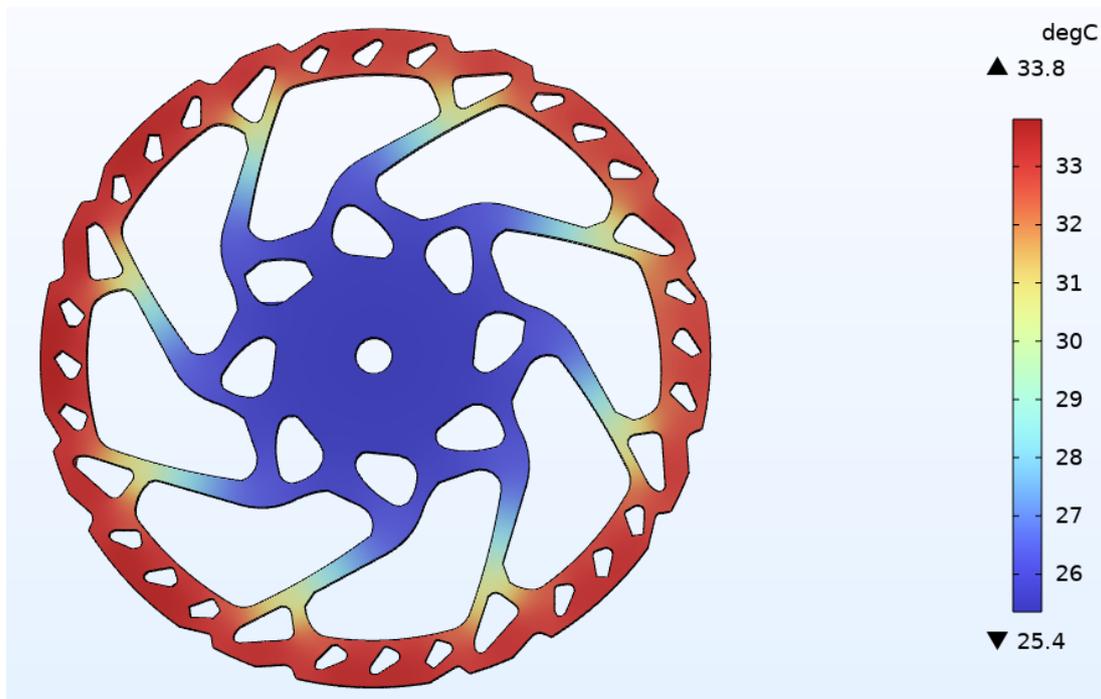


Figura 2.3.1 Campo di temperature dopo 300 s

In Figura 2.3.1 è riportato il campo di temperature raggiunto dopo 5 minuti sul disco. Si può vedere come le temperature siano prossime a 34 °C su praticamente tutta la zona di contatto con la pastiglia.

Come ampiamente prevedibile, la zona centrale del disco rimane sostanzialmente a temperatura ambiente (25 °C) e non si rilevano aumenti di temperatura apprezzabili.

Il flusso termico rotante, che simula la pastiglia, ruota in senso antiorario lungo il disco, come si può vedere dalla Figura 2.3.2 sottostante che ritrae il disco al tempo 0.31 s, corrispondenti a tempo necessario per compiere un'intera rotazione. Le zone a temperatura maggiore rispetto al resto del disco corrispondono ai punti in cui agisce il flusso. Si può notare come la differenza angolare tra queste sia circa 11.5° , per i motivi spiegati precedentemente.

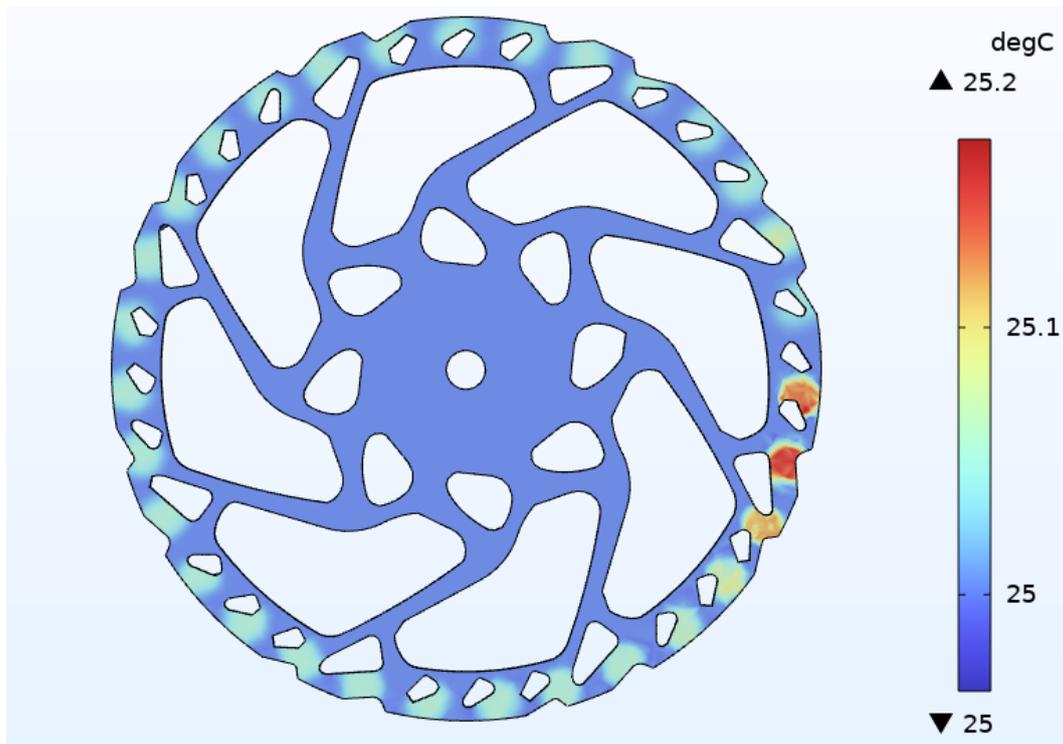


Figura 2.3.2 Campo di temperature dopo 0.31 s

Di seguito, è riportato il grafico di convergenza. Dalle guide di COMSOL, questo è definito come il reciproco del passo di integrazione (riportato sulle ordinate), in relazione al passo di integrazione considerato.

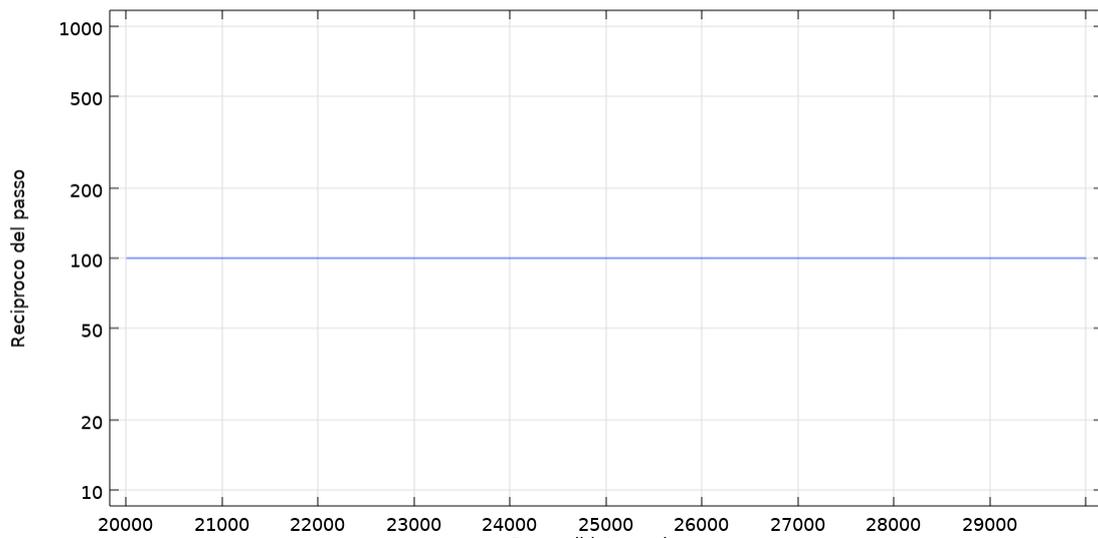


Figura 2.3.3 Grafico di convergenza

Come si può vedere, il grafico presenta un andamento costante, a riprova del fatto che per le simulazioni è stato utilizzato un passo fisso nel tempo. Difatti, la retta orizzontale ha valore 100, che è esattamente l'inverso del passo di integrazione (pari a 0.01 s).

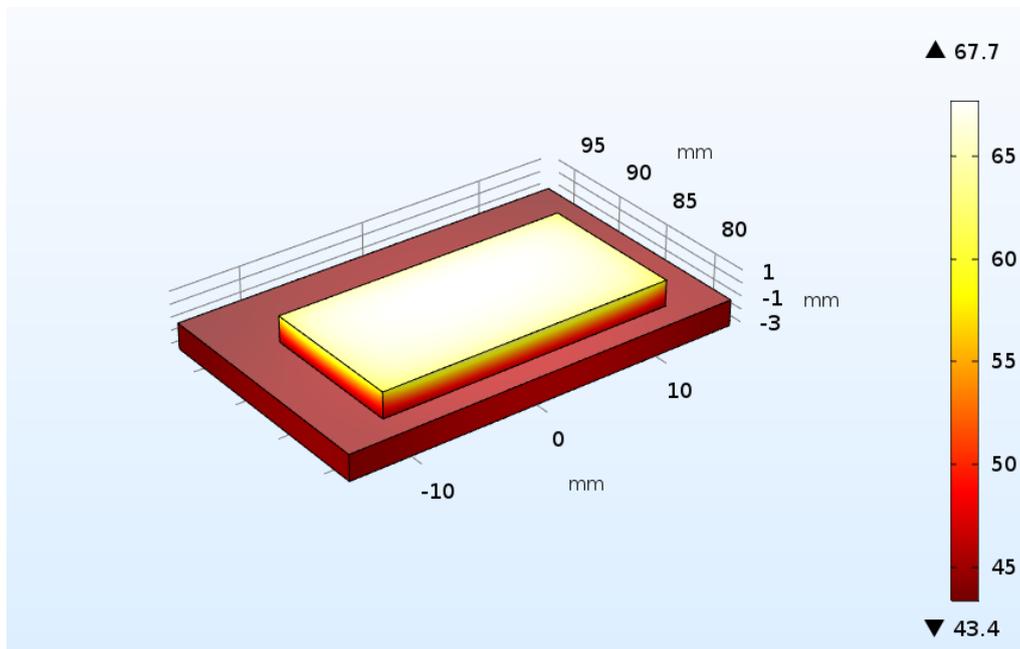


Figura 2.3.4 Campo di temperature sulla pastiglia

In Figura 2.3.4 è rappresentato il campo di temperature risultante dalla simulazione della pastiglia.

La faccia a contatto col disco raggiunge la temperatura massima, pari a $67.7\text{ }^{\circ}\text{C}$ e, man mano che ci si allontana da questa diminuisce. La piastra in acciaio è praticamente a temperatura costante (intorno ai $45\text{ }^{\circ}\text{C}$).

È stata anche inserita una sonda per controllare il comportamento in un punto all'interfaccia ferodo-acciaio, come rappresentato in Figura 2.3.5

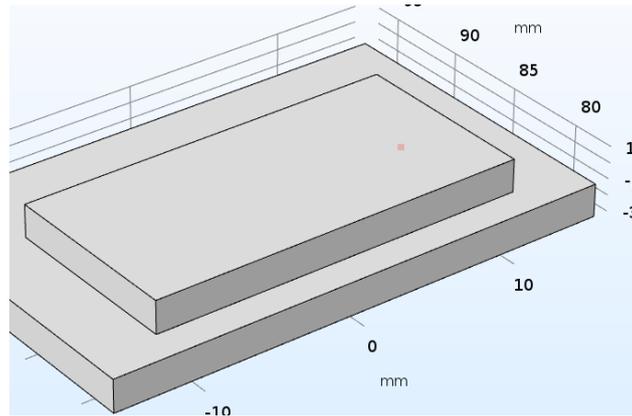


Figura 2.3.5 Posizione della sonda (in rosso)

Tale sonda dista 10 mm sia dal lato destro che inferiore della piastra in acciaio e presenta il seguente andamento di temperatura:

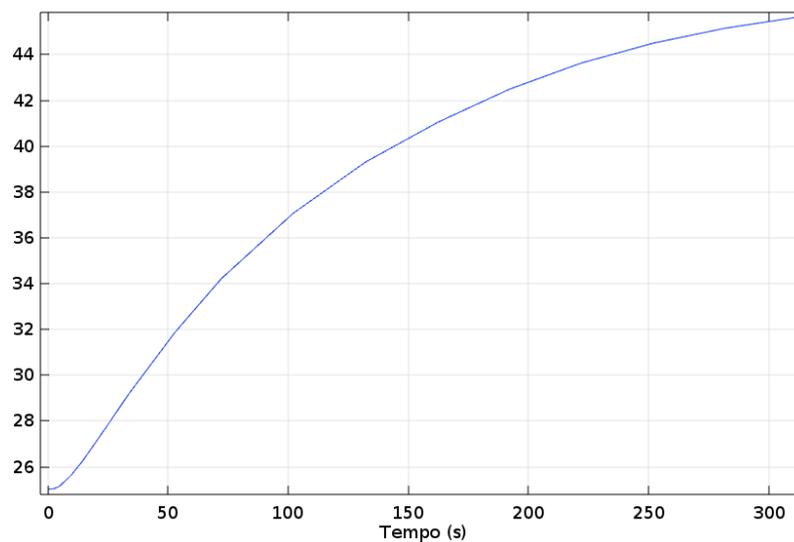


Figura 2.3.6 Andamento della temperatura in corrispondenza della sonda

Dopo 300 s si ha una temperatura pari a circa 45 °C. Questo ci servirà successivamente in quanto sarà inserita sulla pastiglia una termoresistenza che valuterà la temperatura proprio in quel punto così da poter avere un paragone con la prova sperimentale. Si può anche notare anche come questa tenda a una situazione di regime.

In questo caso è stato deciso di utilizzare un passo di integrazione temporale variabile. Difatti, per simulazioni per cui si raggiunge la stabilità asintotica, è inutile utilizzare un passo sempre costante in quanto le variazioni di temperatura tenderanno a diminuire e sarà sufficiente un passo temporale più ampio per ottenere una buona approssimazione dell'andamento di temperatura reale. Quindi, mantenendo un passo temporale molto piccolo e costante si va ad allungare in modo inutile il tempo di simulazione. Anche la simulazione del disco raggiunge la stabilità asintotica, ma siccome la funzione flusso di potenza dipendeva dall'istante temporale considerato è stato necessario utilizzare un passo fisso: se si fosse utilizzato un passo variabile che andava ad aumentare nel corso della simulazione, il flusso di potenza sarebbe stato discretizzato in maniera errata, con una differenza di posizioni angolari tra due punti successivi troppo elevate. Dato che, nel caso della pastiglia, il flusso di potenza non dipende dal tempo, è possibile utilizzare un passo di integrazione non costante.

In COMSOL sono implementati appositi algoritmi che calcolano l'ampiezza del passo ottimale per ogni step di integrazione.

Si può notare, in Figura 2.3.7 come il reciproco del passo tende a diminuire e, quindi, il passo ad aumentare nel corso della simulazione.

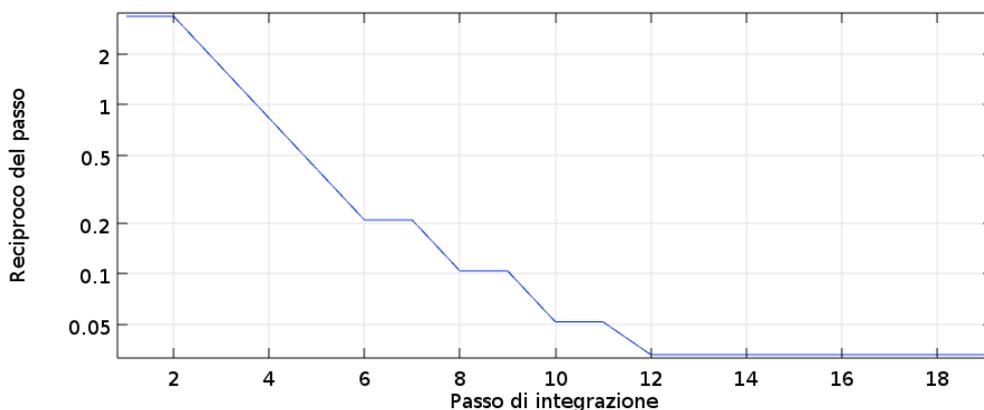


Figura 2.3.7 Grafico di convergenza

Capitolo 3

3 PROGETTAZIONE E REALIZZAZIONE DEL SET-UP SPERIMENTALE

Le simulazioni effettuate hanno fornito l'andamento delle temperature su disco e pastiglia. Tuttavia, però, queste vanno intese come l'approssimazione di un fenomeno fisico che, sicuramente, risulta ben più complesso rispetto a ciò che è stato ipotizzato. Pertanto, anche i risultati del modello FEM sono da interpretare criticamente, tenendo conto di tutte le considerazioni effettuate.

Quindi, come accennato nelle parti precedenti, è stato costruito un set-up per effettuare prove sperimentali in modo da poter validare il modello. Ciò è stato fatto monitorando la temperatura del disco e della pastiglia, confrontandone i valori raggiunti con quelli forniti dalle simulazioni.

Il set-up costruito vuole ricreare la trasmissione del moto e l'impianto frenante di una bicicletta. Per fare ciò, una corona dentata da 53 denti è stata calettata su un motore elettrico a corrente continua brushless (già provvisto di motoriduttore integrato) e, a sua volta, questa va a ingranarsi tramite una catena a una ruota dentata di un pacco pignoni, permettendo così di simulare il trasferimento di potenza dall'avantreno al retrotreno.

Da un punto di vista della sperimentazione, per ricreare le condizioni di simulazione precedentemente discusse sarebbe bastato collegare direttamente il disco freno al motore elettrico. Tuttavia, è stato deciso di costruire il set-up in questo modo così da avere la possibilità di variare i rapporti di trasmissione. Infatti, va ricordato che il lavoro di tesi svolto verte principalmente su prove preliminari che fanno da base per successivi sviluppi. Nel nostro caso, il disco viene frenato ma, allo stesso tempo, viene comunque fornita energia per tenerlo in rotazione a velocità costante. Questa non risulta essere una condizione reale di utilizzo e, perciò, si è deciso di creare un set-up che successivamente, se necessario, con le opportune modifiche potesse ricreare una situazione più prossima alla realtà.

Nel seguito verrà spiegato come è stato progettato e assemblato il set-up.

3.1 PROGETTAZIONE

Per facilitare la realizzazione e la costruzione del banco prova per le prove tecniche e di misurazione è stata fatta una fase preliminare di progettazione.

Durante questa fase, sono stati definiti i componenti necessari, i collegamenti tra le varie parti e la loro disposizione spaziale.

La progettazione è stata effettuata utilizzando SolidWorks. Così facendo, è stato possibile avere un supporto grafico, in modo da visualizzare efficacemente le dimensioni e gli ingombri della struttura.

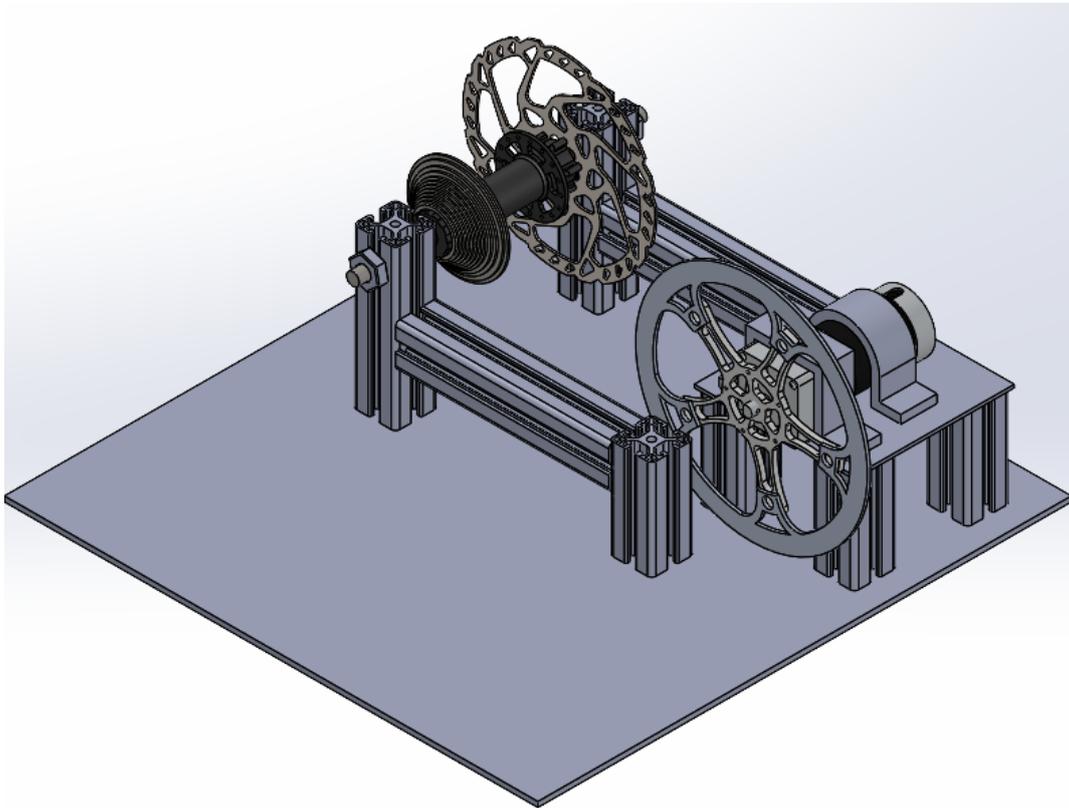


Figura 3.1.1 CAD del set-up

In Figura 3.1.1 si può osservare il CAD dell'insieme del set-up sperimentale.

Questo ha l'obiettivo di dare un'indicazione di massima sull'aspetto finale del sistema, facilitando così la fase di costruzione e assemblaggio, ma non è vincolante dal punto di vista della realizzazione. Difatti, come sarà possibile notare successivamente, sono state apportate

alcune modifiche durante la fase costruttiva, soprattutto nella disposizione dei profilati in alluminio di supporto.

Sulla destra, è presente il motore elettrico per la movimentazione della corona. Questo è fissato su una base tramite delle apposite staffe di fissaggio. A questo è calettata la corona tramite un supporto apposito. Il gruppo formato dagli elementi menzionati poggia su quattro profili in alluminio.

Spostandosi a sinistra, invece, è possibile notare il disco freno fissato sul mozzo con il pacco pignoni. Il tutto è fissato su due profili verticali tramite l'utilizzo di una barra filettata e di due dadi. Il tutto è stato progettato (agendo sull'altezza dei profilati) facendo in modo che l'interasse tra disco e corona fosse orizzontale e che la rotazione delle varie parti fosse possibile senza incorrere in ostacoli al moto.

Si può vedere anche come fosse già stato preventivato un sistema di rinforzi per contrastare la sollecitazione delle forze in gioco tramite l'utilizzo di profilati disposti perpendicolarmente rispetto quelli di supporto, ma come si vedrà è stato deciso di sostituirli con l'utilizzo di staffe angolari per agevolare la costruzione.

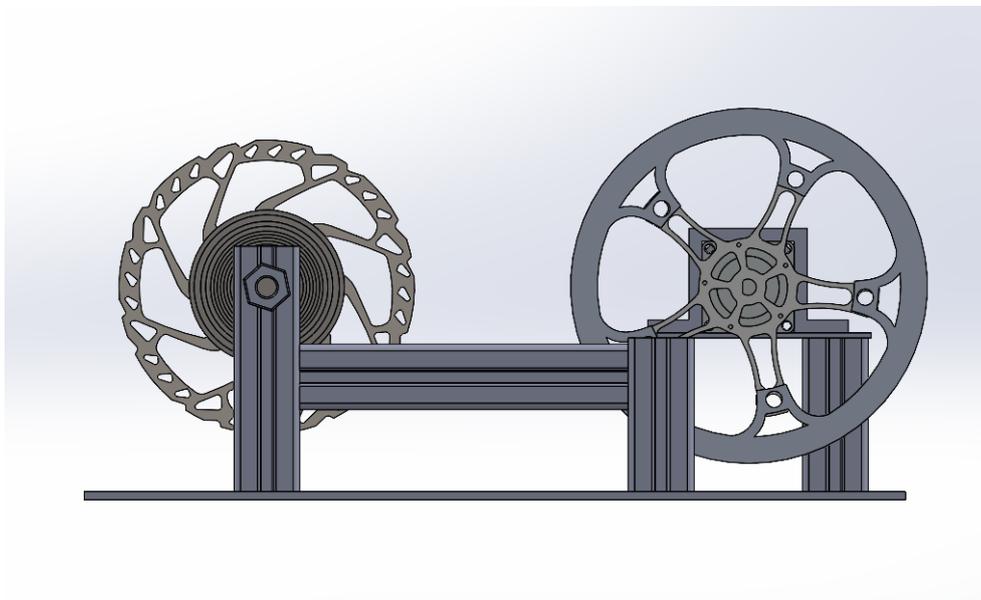


Figura 3.1.2 CAD del set-up: vista frontale

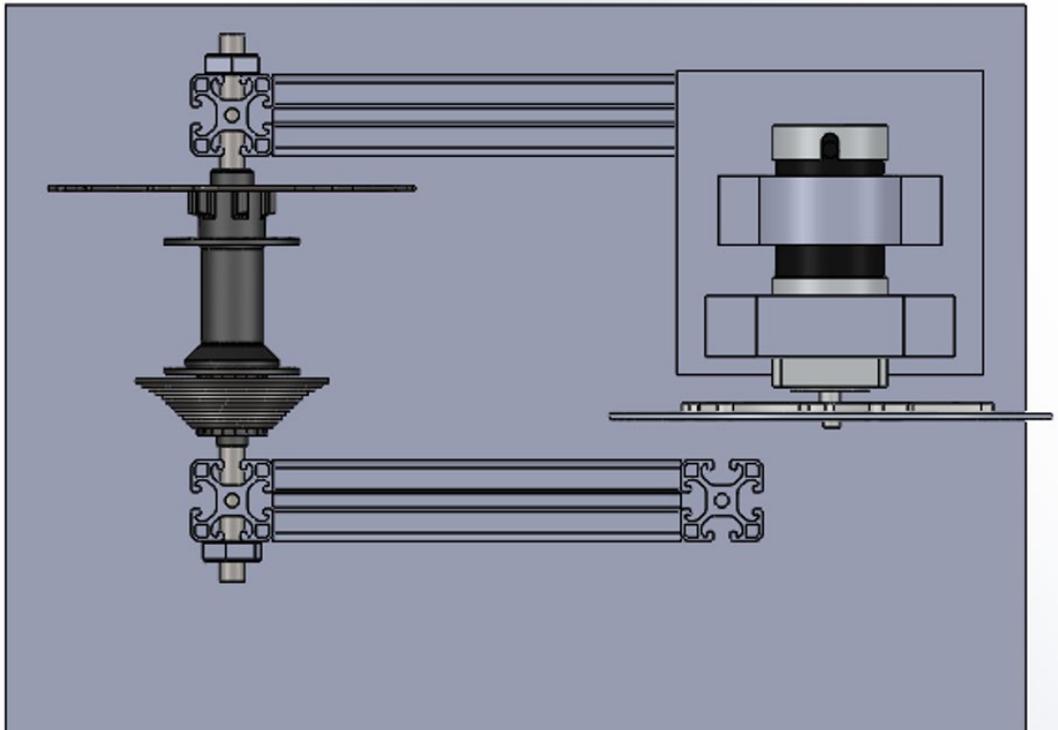


Figura 3.1.3 CAD del set-up: vista dall'alto

Nei paragrafi successivi verranno descritti nel dettaglio i componenti scelti e come il tutto è stato assemblato nel dettaglio.

3.2 COMPONENTI

Come detto precedentemente, il set-up vuole ricreare la trasmissione del moto e l'impianto frenate di una bicicletta. Per fare ciò, quindi, sono stati ricercati e comprati i componenti principali necessari al moto e alla frenata.

Nello specifico, si è reso necessario reperire i seguenti componenti:

- Una corona dentata
- Un pacco pignoni
- Un mozzo posteriore
- Una pinza freno idraulica con pastiglie

- Un disco freno
- Una catena

La corona dentata scelta presenta 53 denti e 5 fori per il fissaggio al pedale.



Figura 3.2.1 La corona dentata

Il pacco pignoni ha 9 rapporti di ingranamento differenti ed è un prodotto Shimano. Questi trasmettono il moto tramite l'accoppiamento della catena con la corona. Successivamente è stato fissato sul mozzo.



Figura 3.2.2 Il pacco pignoni

Il mozzo posteriore è prodotto dalla ERA ORA e presenta una flangia per il fissaggio del disco. Questo ha un foro passante lungo tutta la sua lunghezza per permettere il montaggio sulle forcelle posteriori del telaio per impaccamento tramite l'utilizzo di una barra filettata o di una leva con estremità eccentrica. Il meccanismo di funzionamento è il cosiddetto "a ruota libera": il moto viene trasmesso esclusivamente in un'unica direzione tramite l'ausilio di denti retrattili. Successivamente è stato fissato il disco nell'apposita sede.



Figura 3.2.3 Assieme composto da pacco pignoni, mozzo e disco

Le due corone circolari forate che si vedono in Figura 3.2.3 servono per il fissaggio dei raggi della ruota al mozzo.

Per la pinza freno si sono valutate due opzioni: funzionamento a filo o idraulico. La prima è stata scartata immediatamente in quanto non permetteva di rilevare in maniera semplice il valore di pressione applicato. Infatti, come sarà spiegato successivamente, per ricavare la pressione di frenata è stato usato un sensore piezoelettrico per fluidi.



Figura 3.2.4 Pinza freno



Figura 3.2.5 Pinza freno, alloggiamento pastiglie

Per le caratteristiche di disco e pastiglia si rimanda, rispettivamente, ai paragrafi 5.1 e 6.1.

La catena, invece, è stata recuperata da una vecchia bicicletta e non presenta alcuna peculiarità che necessita di essere descritta.

Oltre a questi elementi, come anticipato, è stato acquistato anche un motore elettrico a corrente continua. Il motore scelto è prodotto da Micromotors e, nello specifico, è il modello P205.24.6.



Figura 3.2.6 Il motore

Di seguito viene riportato il datasheet di questo.

Valori tipici a temperatura ambiente +20°
Tolleranza +/- 10%

Typical values at ambient temperature +20°
Tolerance +/- 10%

TIPO TYPE	TENSIONE NOMINALE NOMINAL VOLTAGE		L	RAPPORTO :1 RATIO TO:1		COPPIA NOMINALE MAXIMUM TORQUE	VELOCITÀ SPEED		CORRENTE CURRENT		POTENZA ASSORBITA CON MAX COPPIA INPUT POWER AT MAX TORQUE	
	V	mm		Ncm	SENZA CARICO NO LOAD		CON MAX COPPIA AT MAX TORQUE	SENZA CARICO NO LOAD	CON MAX COPPIA AT MAX TORQUE	A		
										rpm		W
P205 24	12	24	120,5	4	50	1024	625	<0,7	5,45	65,4		
	24	24				1017	640	<0,4	2,70	64,8		
P205 24	12	24	120,5	6,25	80	656	459	<0,7	4,20	50,4		
	24	24				652	470	<0,4	2,15	51,6		
P205 24	12	24	123	16	150	257	178	<0,7	4,50	54,0		
	24	24				256	186	<0,4	2,20	52,8		
P205 24	12	24	133	25	250	165	110	<0,7	4,55	54,6		
	24	24				162	116	<0,4	2,30	55,2		
P205 24	12	24	133	39,06	350	106	75	<0,7	4,20	50,4		
	24	24				105	77	<0,4	2,10	50,4		
P205 24	12	24	145,5	64	600	64	41,5	<0,7	4,80	57,6		
	24	24				64	45	<0,4	2,40	57,6		
P205 24	12	24	145,5	100	700	41,3	30,3	<0,7	3,60	43,2		
	24	24				41,3	32,4	<0,4	1,75	42,0		
P205 24	12	24	145,5	156,25	800	28,5	21,3	<0,7	2,85	34,2		
	24	24				28,5	22	<0,4	1,45	34,8		
P205 24	12	24	145,5	244,14	900	16,9	14,9	<0,7	2,20	26,4		
	24	24				16,9	14,9	<0,4	1,10	26,4		
P205 24	12	24	158	400	900	10,2	9,4	<0,7	1,65	19,8		
	24	24				10,2	9,4	<0,4	0,85	20,4		
P205 24	12	24	158	625	900	6,7	6,3	<0,7	1,25	15,0		
	24	24				6,7	6,3	<0,4	0,65	15,6		

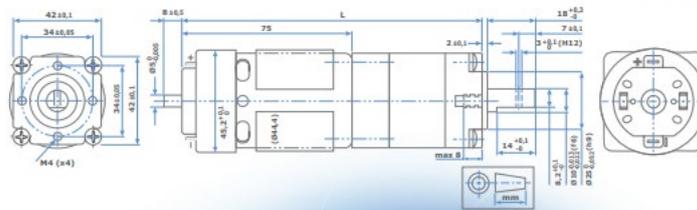


Figura 3.2.7 Datasheet motore

3.3 ASSEMBLAGGIO

Dopo aver reperito tutti i componenti necessari, si è proceduto alla costruzione e all'assemblaggio del set-up sperimentale.

Per questa prima fase di lavoro, in quanto si tratta dell'inizio della sperimentazione e, quindi, non si hanno ancora certezze sulla buona riuscita dei modelli FEM e delle loro potenzialità, si è deciso di privilegiare l'aspetto economico cercando di utilizzare, per quanto possibile, materiali già presenti in magazzino e, in caso di necessità, produrre i pezzi necessari (nel limite del fattibile) utilizzando gli strumenti presenti in officina (nello specifico una fresa CNC a 2.5 assi e una stampante 3D).

Tenendo conto di tutto ciò, si è proceduto al montaggio del set-up, dopo averlo progettato e disegnato su SolidWorks.

Per prima cosa, è stato necessario trovare una base su cui poter assemblare il tutto. Si è deciso di utilizzare un pannello in plastica presente in magazzino. Questo risulta essere leggermente flessibile e, quindi, deformarsi nel momento in cui il disco viene frenato, ma dato che le forze in gioco sono molto basse, tale deformazione sarà considerata trascurabile e, successivamente, l'evidenza sperimentale lo confermerà.

Dopodiché, si è provveduto a costruire il supporto per il motore. Questo dovrà essere rialzato e con l'albero leggermente sporgente per permettere la rotazione della corona dentata. Per fare ciò, è stata utilizzata una piastra in plastica rigida fissata su quattro profilati in alluminio.

Per poter fissare il motore alla piastra, sono stati realizzati tramite stampa 3D i due supporti polimerici in Figura 3.3.1 che vanno a fasciarlo e bloccarlo.



Figura 3.3.1 Supporti polimerici per il fissaggio del motore

Nella Figura 3.3.2 è raffigurato quanto descritto prima.



Figura 3.3.2 Motore fissato sulla sua base

In Figura 3.3.2 si può notare anche la corona già calettata sull'albero motore. Come si può vedere, a causa della posizione dei fori di fissaggio di questa, è stato necessario costruire un apposito supporto e una flangia per poterla accoppiare. Questi sono stati realizzati in fresa e sono in alluminio.



Figura 3.3.3 Supporto per la corona



Figura 3.3.4 Flangia di accoppiamento albero-corona

Successivamente, è stato montato il gruppo mozzo-disco-pignone. Per fare ciò, sono stati utilizzati quattro profilati in alluminio e una barra filettata da 10 mm. A differenza del progetto iniziale, due profilati sono stati posti orizzontalmente sul piano di supporto e perpendicolarmente a questi sono stati assemblati gli altri due tramite delle staffe angolari, in modo da avere una maggiore stabilità del sistema. Si è ricorsi a questa soluzione perché risulta essere più affidabile e facile da montare rispetto a quella pensata in fase di progettazione. Sono stati praticati dei fori all'altezza desiderata sui profilati, in modo da essere in asse con l'albero motore, e tra questi è stato posizionato l'assemblato facendo passare la barra filettata nell'apposita cavità del mozzo tenendola in posizione con due dadi filettati.

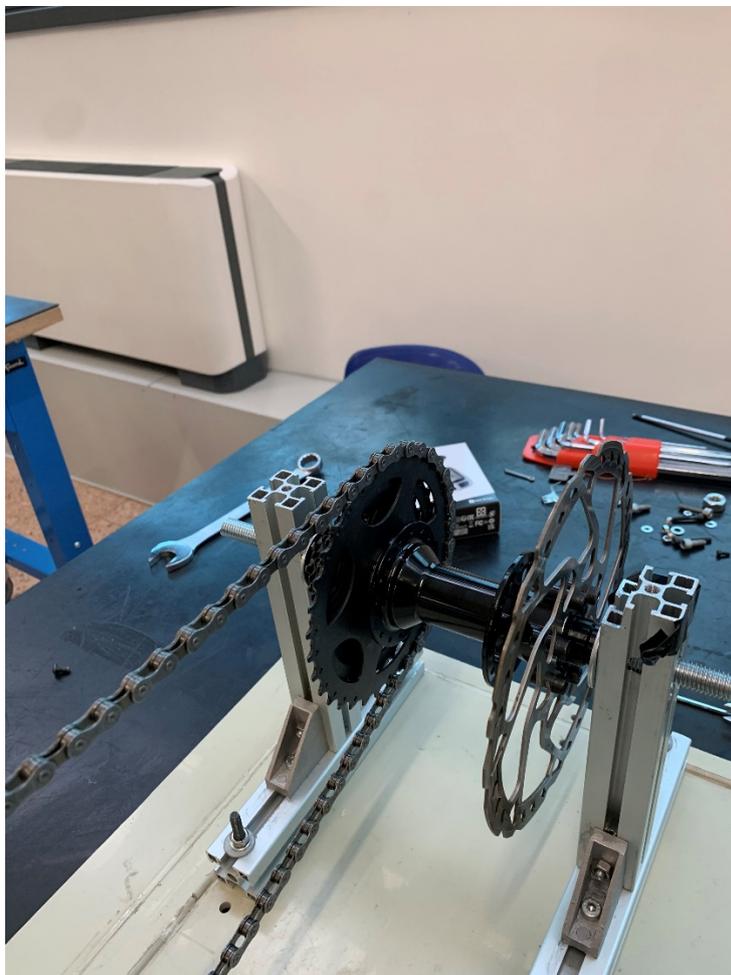


Figura 3.3.5 Gruppo mozzo-pignoni-disco

Per ultima è stata posizionata la pinza freno. Questa è stata fissata in modo che le pastiglie siano totalmente contenute all'interno della fascia esterna del disco, in modo da massimizzare la superficie di contatto così come accade nelle simulazioni. Per fare ciò, anche in questo caso,

stato necessario realizzare un supporto in alluminio alla fresa, scomponibile in due pezzi in modo da poter regolare al meglio l'altezza grazie a delle asole di posizionamento.

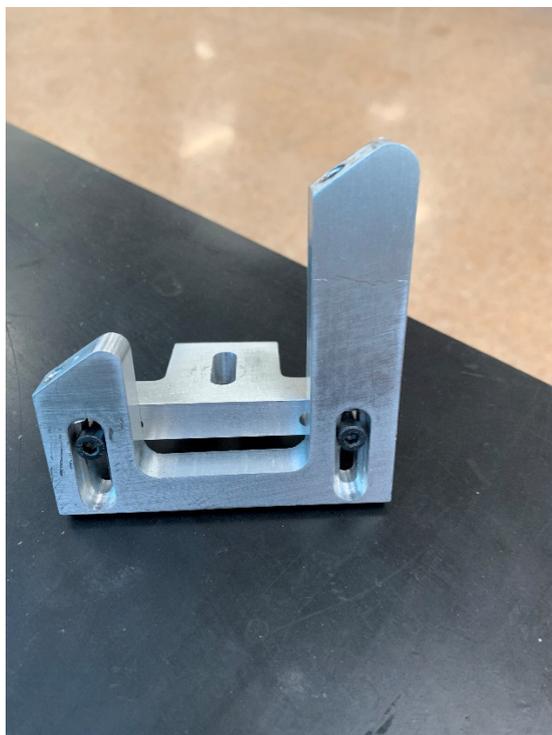


Figura 3.3.6 Supporto pinza freno

Il set-up completo si presenta come in Figura 3.3.7.

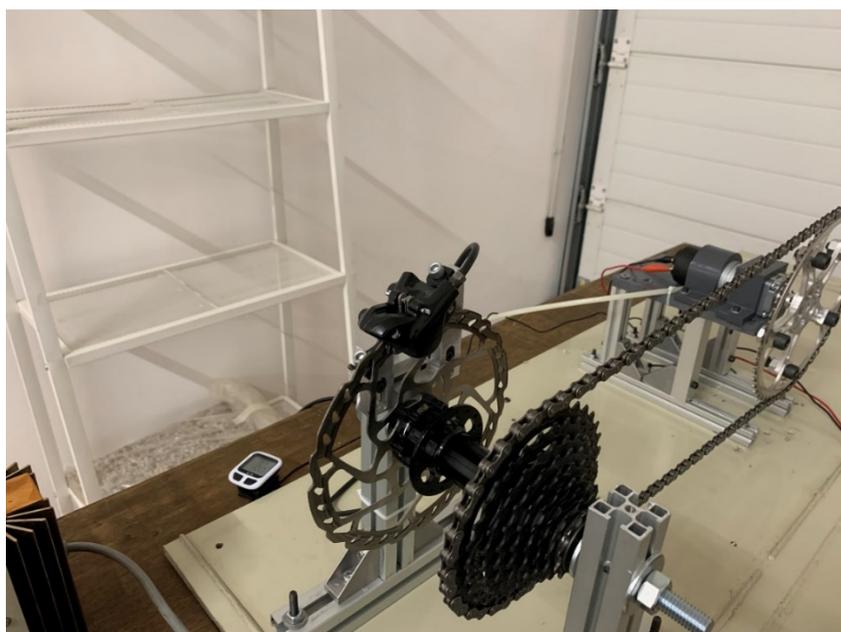


Figura 3.3.7 Il set-up completo

Dopo aver assemblato il set-up, questo è stato provato per verificarne il corretto funzionamento. Inoltre, si è provveduto a reperire i sensori necessari per rilevare i vari dati necessari per la prova.

Nella parte successiva verrà spiegato come è stata condotta la prova sperimentale, in che modo si sono ricreate le condizioni impostate in simulazione e come sono stati misurati i parametri e i campi di temperatura.

Capitolo 4

4 PROVE TECNICHE E MISURE

Lo scopo della prova sperimentale è quello di andare a misurare la temperatura raggiunta sul disco frenato e sulla pastiglia per poter così validare i modelli agli elementi finiti precedentemente discussi.

Per poter fare ciò, è necessario disporre di sensori adatti per poter monitorare i risultati (la temperatura su disco e pastiglia) e i parametri scelti e impostati nella simulazione (pressione di frenata e velocità di rotazione del disco). Oltre a tutto ciò, bisogna disporre inoltre di un alimentatore elettrico per il motore in corrente continua e della strumentazione adatta per leggere i dati forniti dai sensori.

4.1 STRUMENTAZIONE DI MISURA

Il campo di temperatura sul disco è misurato tramite l'ausilio di una termocamera. Nello specifico, si tratta del modello THERMOVISION A20 della FLIR SYSTEMS. Questa è fissata su un cavalletto e punta verso il disco rilevando la temperatura. Si è scelto di usare questo metodo per la misura della temperatura del disco per la sua facilità: essendo il disco rotante, sarebbe stato estremamente complicato rilevare la temperatura tramite l'utilizzo di termocoppie o termoresistenze. Facendo così, invece, si avrà una misura immediata. Tuttavia, questa sarà sicuramente meno precisa rispetto al valore fornito da una termoresistenza a causa della dinamica della prova: la rotazione non permette di avere dei risultati puntuali sul disco, ma si potrà soltanto osservare un andamento medio delle temperature nella zona di contatto.



Figura 4.1.1 La termocamera

Si riporta in Figura 4.1.2 il datasheet della termocamera.

ThermoVision™ A20V Technical Specifications

Imaging Performance	
Field of view/min focus distance	25° x 19° / 0.3 m
Spatial resolution (IFOV)	2.7 mrad
Thermal sensitivity @ 50/60Hz	0.12° C at 30° C
Focusing	Manual, external motor focus optional
Detector type	Focal Plane Array (FPA), uncooled microbolometer
Spectral range	7.5 to 13 µm
Image Presentation	
Type	Single JPEG on-demand
Video output	RS170 EIA/NTSC or CCIR/PAL composite video
Lenses (optional)	
Field of view/min. focus distance	12° Telescope (12° x 9°/1.2m) 45° Wide angle (45° x 34°/0.1m)

Power Source	
AC operation	AC adapter 110/220 VAC, 50/60Hz (included)
DC operation	8-30V nominal, <6W
Environmental	
Operating temperature range	-15° C to +50° C (5° F to 122° F)
Storage temperature range	-40° C to +70° C (-40° F to 158° F)
Humidity	Operating and storage 10% to 95%, non-condensing
Encapsulation	IP 40 (Determined by connector type)
Shock	Operational: 25G, IEC 68-2-29
Vibration	Operational: 2G, IEC 68-2-6
Physical Characteristics	
Weight	0.8 kg (1.7 lbs)
Size	157mm x 75mm x 80mm (6.2" x 2.9" x 3.1")
Tripod mounting	1/4" - 20

User Configuration Table		
TYPE	FUNCTION	REMARK
Digital Input	TTL level • Shutter disable • Store image • Batch enable	Isolation and relay function in external module
Digital Output	TTL level • Spot/Area threshold ALARM • Internal temperature sensor ALARM • V-sync	Isolation and relay function in external module
Analog Output	• Spot/Area out: 0-5V • Internal temperature sensor out: 0-5V	Scaled to Tlow – High Isolation in external module
Analog Input	• External temperature sensor in: 0-5V	Scaled to Tlow – High Isolation in external module

Figura 4.1.2 Specifiche tecniche termocamera THERMOVISION A20

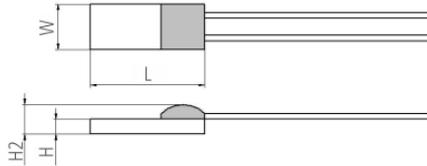
Come visto precedentemente, il modello FEM della pastiglia dava come risultato anche l'andamento di temperatura (tramite una sonda) in un determinato punto della pastiglia, all'interfaccia tra il materiale d'attrito e la piastra in acciaio. Per simulare ciò, è stata utilizzata una termoresistenza PT1000 (prodotta da FARNELL) inserita in un'apposita tasca realizzata tramite fresatura e fissata con un'apposita colla termica.



Figura 4.1.3 La pastiglia con termoresistenza

In Figura 4.1.4 sono riportate le specifiche della termoresistenza.

Illustration¹⁾



Technical Data

Operating temperature range:	-200 °C to +600 °C
Nominal resistance:	1000 Ω at 0 °C
Characteristics curve:	3850 ppm/K
Long-term stability:	< 0.04 % at 1000 h at maximal operating temperature
Tolerance class (dependent on temperature range):	IEC 60751 F0.3 B (IST AG reference)
Connection:	Pt-cladded Ni-wire, \varnothing 0.2 mm (solderable, weldable, crimpable, brazeable), 10 mm long
Dimensions:	5.0 x 2.0 x 0.65 / 1.3
Tolerance (chip):	L \pm 0.2 mm, W \pm 0.2 mm, H \pm 0.1 mm, H2 \pm 0.3 mm

Figura 4.1.4 Specifiche tecniche PT1000

La termoresistenza appartiene alla classe di tolleranza B. Da normativa, per calcolare l'accuratezza della misura di temperatura si utilizza la seguente formula:

$$\pm(0.3 + 0.005 \cdot T)$$

dove T è la temperatura (in °C) ricavata tramite la conversione del valore di resistenza con l'apposita tabella.

Per rilevare la pressione di frenata si è deciso di utilizzare un sensore piezoelettrico per fluidi prodotto da RS PRO modello 797-5046. Questo è ottimizzato per rilevare pressioni da 0 a 6 *bar* e fornisce come output una tensione elettrica in un range compreso tra 0 e 5 *V* con scala lineare; quindi, è facilmente convertibile in un segnale di pressione.

Il sensore è stato posto tra la leva del freno e la pinza tramite degli appositi raccordi, come raffigurato in Figura 4.1.3



Figura 4.1.5 Il sensore di pressione

Il sensore di pressione presenta le seguenti specifiche:

Specifiche generali	
Tipo di lettura della pressione	Relativo
Tipo di sensore	Sensore in ceramica a film spesso piezo-resistivo
Gamma di lettura della pressione	Da 0bar a 6bar
Precisione	±0.25%
Isteresi	<±0.25%
Tipo di output	Tensione
Gamma di impostazione della pressione	da -1bar a 400bar
Supporti misurati	Aria, gas, fluido idraulico, liquido, acqua
Connessione di processo	G1/4
Resistenza alla sovrappressione	10bar
Pressione di scoppio	12bar
Tipo di montaggio	Filettato
Applicazioni	Ingegneria meccanica, Ingegneria ambientale, Prove automobilistiche, pneumatica, macchinari agricoli, Prove di laboratorio

Specifiche elettriche	
Tensione di alimentazione	Da 9V c.c. a 32V c.c.
Segnale di uscita	0V-5Vdc a 3 fili
Corrente massima	20mA
Collegamento elettrico	DIN 43650 tipo C.

Specifiche meccaniche	
Materiale del contenitore	Acciaio inossidabile
Tipo di guarnizione	O-ring
Materiale diaframma	Ceramica al α O \pm 96%
Dimensioni	Filettatura maschio 1/4 poll. -11.8 mm, 50mm nominale, 81mm nominale, Ø 24mm, 18mm esagonale
Peso	Approx.100g
Durata a fatica	> 100x 10 ⁶ cicli

Specifiche dell'ambiente operativo	
Temperatura d'esercizio: -	Da -20 °C a 80 °C.
Intervallo di temperatura di conservazione	Da -40 °C a 12 °C.
Gamma di temperatura compensata	Da -20 °C a 80 °C.
Urto	100g/11s
Vibrazione	10g(20Hz- 2000Hz)

Figura 4.1.6 Specifiche tecniche sensore di pressione RS 797-5046

Per poter mantenere costante la pressione applicata, è stato realizzato un semplice fine corsa meccanico per poter limitare la corsa della leva del freno mandandola in battuta contro una vite di regolazione.



Figura 4.1.7 Fine corsa leva freno

La velocità di rotazione del disco è rilevata tramite un normale tachimetro digitale per biciclette. Questo funziona tramite un sensore elettromagnetico che interagisce con un apposito riferimento che ruota solidalmente alla corona. Il sensore è montato in corrispondenza della base di supporto del motore. Il tachimetro richiede di inserire il raggio della ruota, in quanto questo riporta la velocità di avanzamento della bicicletta. Impostando un raggio arbitrario e

conoscendo il rapporto di ingranamento tra corona e pignone, è possibile risalire alla velocità di rotazione del disco.

Infatti, chiamando v la velocità fornita dal tachimetro (in $\frac{km}{h}$) e r il raggio di riferimento arbitrario, si ha che

$$\omega_{corona} = \frac{v}{3.6 \cdot r}$$

dove con ω si vuole indicare la velocità angolare (in $\frac{rad}{s}$). Conoscendo il rapporto di riduzione

$$i = \frac{\omega_{disco}}{\omega_{corona}} = \frac{z_{corona}}{z_{pignone}}, \text{ dove con } z \text{ si vuole indicare il numero di denti, si può affermare che:}$$

$$\omega_{disco} = \omega_{corona} * i$$

È stato scelto di far ingranare la catena sul disco pignone da 32 denti. Questa scelta è dettata dal fatto che questo è un rapporto intermedio e permette una regolazione efficace della velocità angolare senza eccedere troppo con la coppia.



Figura 4.1.8 Il set-up pronto per il test sperimentale

4.2 TEST SPERIMENTALE

Dopo aver deciso tutti questi aspetti relativi alla misurazione di risultati e parametri, si è passati all'esecuzione del test sperimentale.

Prima di tutto, facendo alcune prove di misura con la termocamera si è notato come questa sia molto sensibile a fenomeni di irraggiamento, soprattutto su superfici lucide e riflettenti. Per eliminare questo problema che va a influenzare non poco la misurazione, si è deciso di eseguire la prova sperimentale in un ambiente il quanto più possibile buio, in modo da evitare ogni tipo di riflessione della luce.

Dopodiché, è stata predisposta l'alimentazione del motore. Questo è alimentato da un generatore di tensione in corrente continua che permette di regolare in maniera molto semplice il voltaggio da fornire e, quindi, la velocità angolare di rotazione.

I valori dei campi delle incertezze derivano dalle indicazioni riportate sui datasheet dei vari componenti. In mancanza di informazioni, l'accuratezza dello strumento è stata posta pari al valore della sua risoluzione.

Successivamente, è stata regolata la vite del fine corsa della leva del freno in modo da avere una pressione di 50000 Pa , così come impostato nella simulazione. Questo è stato fatto rilevando con un tester il segnale di tensione dal sensore e trasformandolo in pressione. Difatti, sapendo che la pressione massima misurabile è 6 bar e che a questa corrisponde una tensione di 5 V , si è eseguita una semplice proporzione. Chiamando p_{max} la massima pressione misurabile e V_{max} il massimo segnale di tensione in output si ha

$$V_{out} = p \cdot \frac{V_{max}}{p_{max}}$$

Dove p è la pressione di frenata. Sostituendo i nostri valori e tenendo conto dell'accuratezza del sensore, si trova che il segnale di tensione in uscita deve essere pari a $(0.416 \pm 0.001) \text{ V}$, a cui corrisponde un valore di pressione di $(50000 \pm 125) \text{ Pa}$. Si è, quindi, regolata la vite in modo che la leva, quando va in battuta, eserciti una pressione che fornisca questo valore di tensione.

Per regolare la velocità angolare del disco si è proceduto per tentativi: una volta settata la leva del freno, si è alimentato il motore con tensioni man mano crescenti e si è applicata la pressione sul disco. Ripetendo questo procedimento per diversi valori di tensione si è notato che

alimentando il motore con $(15.2 \pm 0.1) \text{ V}$ si riesce a ottenere una velocità angolare di $(20.0 \pm 0.1) \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ sul disco.



Figura 4.2.1 Alimentazione motore

In Figura 4.2.1 si può notare anche il riferimento del sensore elettromagnetico per la velocità in corrispondenza del bullone posto più in alto e il sensore nell'angolo in alto a sinistra della base su cui poggia il motore.

A questo punto, tutto è pronto per la prova sperimentale. L'ambiente della prova è climatizzato e con temperatura sempre intorno a $(25 \pm 0.5) \text{ }^\circ\text{C}$. Per sicurezza è stata comunque misurata e si è verificato che la temperatura ambiente corrisponde a tale valore.

Il sistema è stato azionato alimentando il motore alla tensione di cui si è discusso precedentemente. Dopo che la velocità angolare del disco è arrivata a regime, si è iniziato a premere lentamente la leva del freno in modo da applicare gradualmente la pressione, per evitare fenomeni di eccessiva aderenza (i quali vanno a sollecitare in maniera eccessiva il motore), in modo da portare il disco alla velocità angolare desiderata. Una volta che questa velocità è stata raggiunta, è stato fatto partire il timer, impostato a 5 minuti. Questa prima fase transitoria, nelle simulazioni, è stata trascurata in quanto risulta essere molto più breve rispetto

alla durata totale del test (circa una decina di secondi) e, quindi, il suo contributo è decisamente limitato.

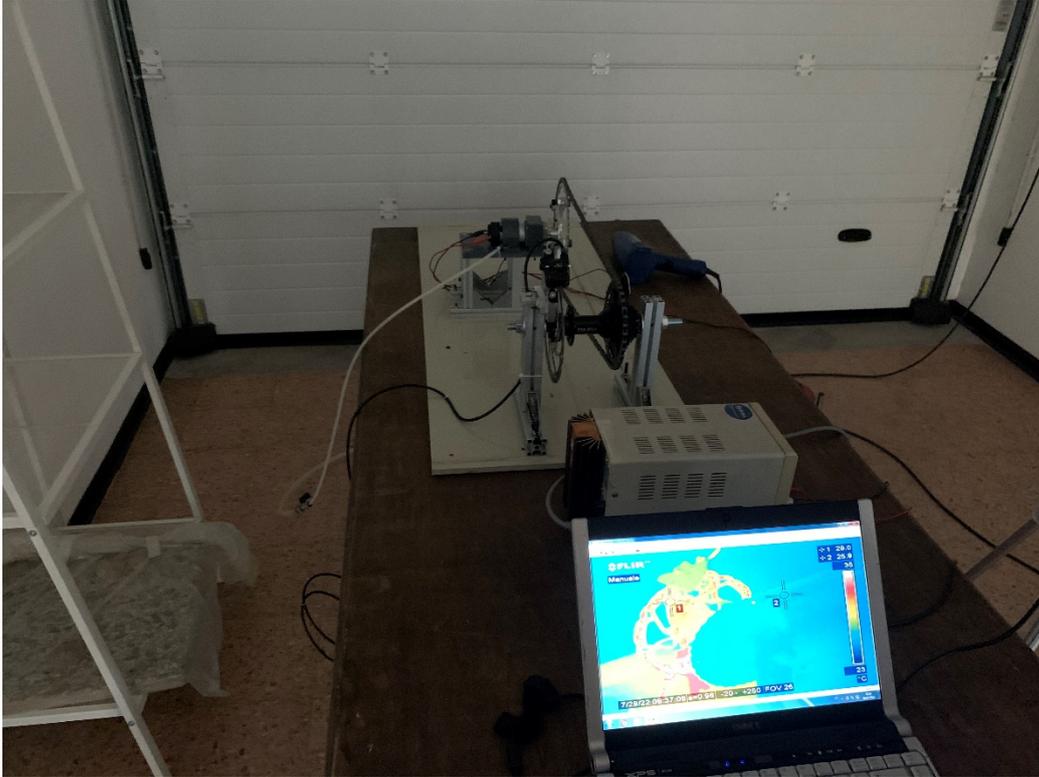


Figura 4.2.2 Il set-up durante la prova

Una volta terminata la prova, come vedremo nel seguito, si è proceduto ad analizzare i risultati ottenuti.

4.3 RISULTATI

4.3.1 Campo di temperature sul disco



Figura 4.3.1 Campo di temperature sul disco dopo 5 minuti rilevato con termocamera

In Figura 4.3.1 è riportato il campo di temperature sul disco dopo 5 minuti dall'inizio della prova.

Come si può vedere, sono stati presi tre punti di riferimento per la misurazione della temperatura sul disco: due appena prima dell'entrata nella zona in cui agisce la pastiglia e uno subito dopo la frenata, ovvero, teoricamente quelle che dovrebbero essere, rispettivamente, le zone a temperatura minore e maggiore.

Si può vedere una zona bianca (che risulta essere fuori scala) contornata da una zona di colore rosso: questa è la piastra in acciaio della pastiglia che, come ci si poteva aspettare, risulta essere a una temperatura superiore rispetto al disco.

Il punto di riferimento 1, posto prima dell'entrata del disco nella zona d'azione della pastiglia risulta essere a temperatura inferiore rispetto al punto di riferimento 2 (uscita dalla pastiglia) di circa 1 °C. Questa differenza risulta essere minima a dimostrazione delle basse forze in gioco e del grande contributo di fenomeni dissipativi convettivi dovuti all'apposita geometria del disco.

Il punto di riferimento 3 è posto vicino alla pastiglia e si vede come è influenzato da questa in quanto è a una temperatura che è praticamente pari al riferimento 2.

La termocamera non è in grado di rilevare istante per istante le temperature sul disco. Per una questione di campionamento, questa ci fornirà dei risultati che saranno funzione dei fotogrammi elaborabili per secondo. Quindi, l'immagine, si può dire che ci fornisce una sorta di andamento medio delle temperature sul disco.

Si può vedere come le temperature siano tutte contenute in un intervallo che va da (27.0 ± 0.12) °C a (30.0 ± 0.12) °C circa.

4.3.2 Temperatura sulla pastiglia

Come anticipato precedentemente, sulla pastiglia è stata posta una termoresistenza per rilevare la temperatura all'interfaccia tra la piastra di supporto in acciaio e il ferodo.

La termoresistenza funziona grazie a una resistenza sensibile alla temperatura. Man mano che quest'ultima aumenta aumenterà anche il valore della resistenza. È possibile rilevare il valore della resistenza tramite un semplice tester e, siccome non si ha una proporzionalità diretta tra temperatura e resistenza, con delle apposite tabelle di conversione ricavare il valore di temperatura.

A temperatura ambiente, il tester rileva un valore di resistenza di (1.110 ± 0.001) k Ω . Dopo 5 minuti di prova sperimentale, si è notato come l'andamento della resistenza fosse arrivato a regime con un valore di (1.131 ± 0.001) k Ω , corrispondente a una temperatura di (42.0 ± 0.5) °C.

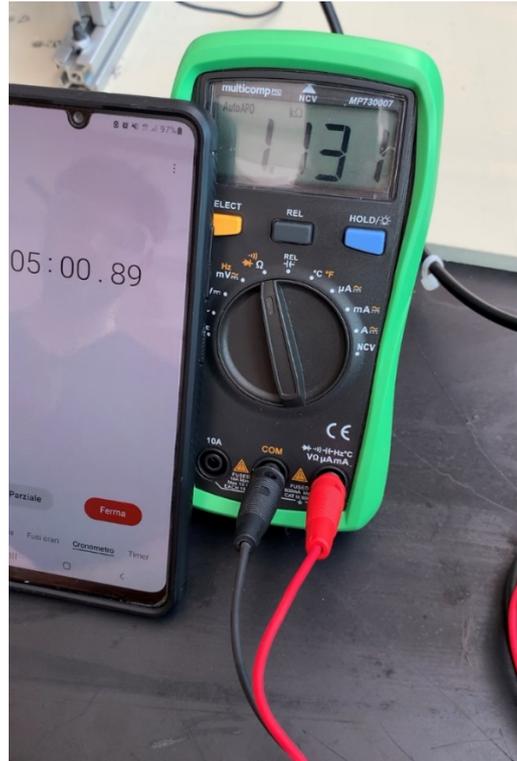


Figura 4.3.2 Misura di temperatura con termoresistenza dopo 5 minuti di test

Capitolo 5

5 CONVERGENZA DEL MODELLO FEM

Alla fine della fase sperimentale si hanno a disposizione sia i risultati delle simulazioni, sia quelli del test eseguito con il set-up appositamente costruito.

L'obiettivo di questo capitolo è analizzare questi risultati (tenendo conto delle ipotesi e delle approssimazioni fatte) e confrontarli tra di loro per poter validare i modelli FEM e capire su quali parametri si può intervenire per migliorarli.

5.1 CONFRONTO TRA RISULTATI DELLE SIMULAZIONI E MISURE REALI

5.1.1 Campo di temperature sul disco

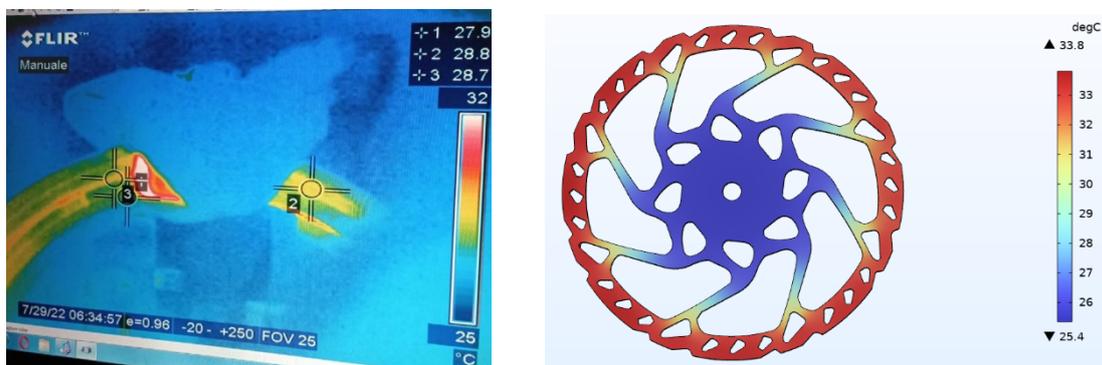


Figura 5.1.1 Confronto del campo di temperature sul disco dopo 300 s

La Figura 5.1.1 mette a paragone il campo di temperature reale, ottenuto dalle misurazioni tramite termocamera, con quello che si ha dalla simulazione agli elementi finiti.

Come già discusso precedentemente nei capitoli dedicati al modello FEM, la simulazione permette di eseguire una discretizzazione nel tempo del fenomeno che, seppur il passo temporale sia molto piccolo, comporta un'approssimazione di un fenomeno che nella realtà è continuo e, quindi, conseguentemente delle approssimazioni nei risultati.

Tuttavia, se si osservano i risultati ottenuti dalla simulazione, si può vedere come le temperature non siano drasticamente diverse da quelle reali. Infatti, la zona di contatto sul disco non supera i 33.8 °C, mentre nella realtà questo è compreso tra $(27 \div 28 \pm 0.12)$ °C.

Considerando la variabilità dei coefficienti del materiale, le incertezze sulle misure, la variabilità delle condizioni ambientali e la non conoscenza approfondita dei fenomeni termici convettivi, si può affermare che, in prima approssimazione, una differenza di circa 6 °C risulta accettabile.

Inoltre, bisogna tenere conto anche dei limiti degli strumenti di misura: come detto nel paragrafo 4.1, la termocamera non è in grado di rilevare valori puntuali sul disco e, quindi, si può pensare che fornisca una sorta di media delle temperature sul disco che saranno influenzate dal tempo di campionamento di questa.

5.1.2 Convergenza del modello FEM del disco

I risultati della simulazione sul disco sono influenzati dal coefficiente di scambio convettivo in regime turbolento. Questo, come si è visto nel paragrafo 2.1, è stato posto pari a $50 \frac{W}{m^2 \cdot K}$ in prima approssimazione.

Non avendo dati a disposizione e strumenti in grado di osservare il flusso dell'aria intorno ai fori del disco, è impossibile poter determinare in modo preciso lo scambio di calore con l'aria. L'unica via percorribile per poter avere un modello FEM adeguato è procedere per tentativi, cambiando di volta in volta il coefficiente di scambio per fare in modo che i risultati convergano.

Facendo così, questo coefficiente diventa una sorta di termine che racchiude al suo interno i fenomeni sconosciuti che intervengono nella realtà.

Dalla teoria presente in letteratura, si sa che il coefficiente di scambio convettivo dell'aria può variare in un intervallo compreso tra 25 e $100 \frac{W}{m^2 \cdot K}$. Avendo applicato un coefficiente pari a $50 \frac{W}{m^2 \cdot K}$ e valutato che le temperature simulate sono più alte di quelle reali, si è provato a inserire nel software valori di coefficienti più alti, così da avere un flusso termico uscente dal disco maggiore e quindi temperature minori su questo.

Questo processo ricorsivo si chiude nel momento in cui non si notano più cambiamenti apprezzabili nella simulazione o si supera il limite massimo di validità del coefficiente.

L'obiettivo è quello di avere un campo di temperature che si avvicini quanto più possibile a quello reale: per fare ciò, i risultati della simulazione devono rientrare nel range determinato dalle misure con la termocamera, a cui va aggiunto l'intervallo dell'incertezza di cui si è discusso.

Dopo diverse prove, si è notato come una volta arrivati a un valore del coefficiente pari a $85 \frac{W}{m^2 \cdot K}$ la simulazione forniva risultati praticamente identici per valori superiori. È stato quindi deciso di fermare il processo iterativo.

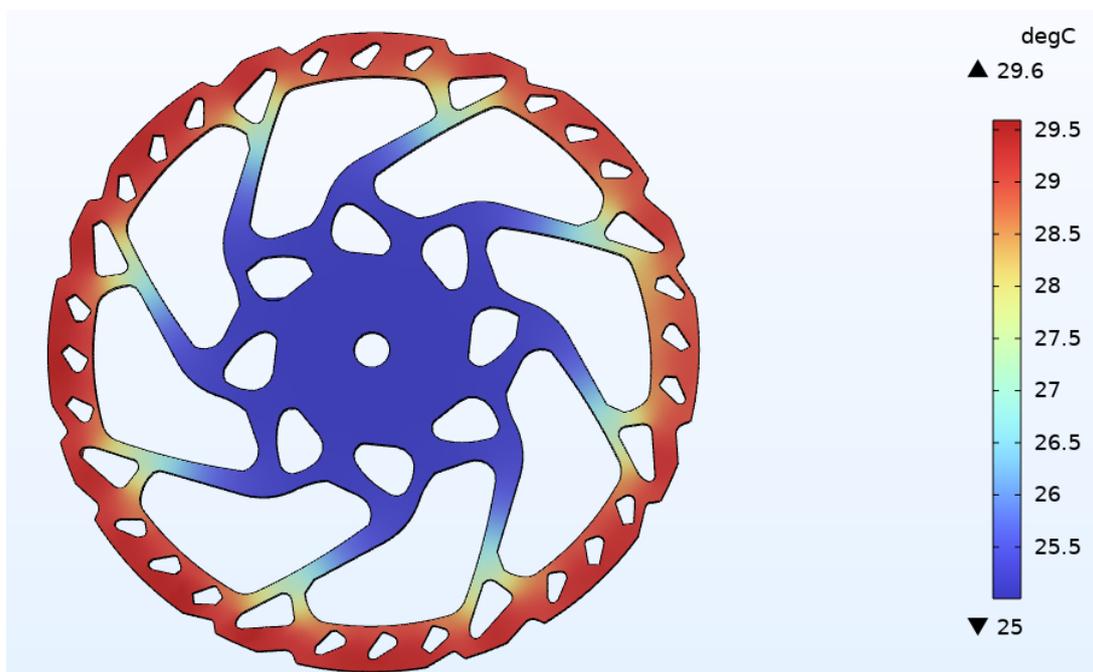


Figura 5.1.2 Risultati della simulazione sul disco coefficiente di scambio finale

La Figura 5.1.2 riporta le temperature ottenute dall'ultima simulazione con il coefficiente di scambio convettivo maggiorato a $85 \frac{W}{m^2 \cdot K}$.

Come si può vedere, le temperature sono scese rispetto alla simulazione precedente. Si può notare come la temperatura sia scesa a circa 29.5 °C sulla corona esterna del disco rispetto ai circa 34°C della simulazione precedente.

La termocamera registrava valori tra $(27.0 \div 29.0 \pm 0.12)$ °C. Considerando un campo di variabilità di ± 1 °C dovuto a fenomeni di irraggiamento residui, si può affermare che l'intervallo dei risultati della simulazione sia contenuto all'interno di quello reale.

Considerando ciò, l'obiettivo si intende raggiunto e la simulazione validata.

La fase sperimentale sul disco, a questo punto, è conclusa.

5.1.3 Temperatura sulla pastiglia

Per quanto riguarda la pastiglia, si ricorda che per poter avere un riscontro reale è stato deciso di rilevare su un punto, all'interfaccia tra piastra in acciaio e materiale d'attrito, la temperatura con l'utilizzo di una termoresistenza.

Di seguito, si riporta l'andamento della temperatura in quel determinato punto ottenuto dalla simulazione

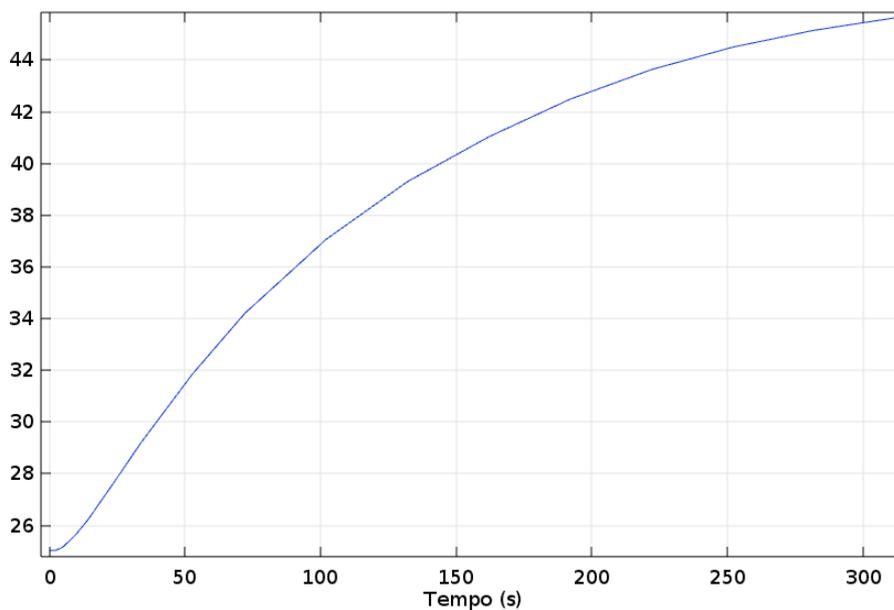


Figura 5.1.3 Andamento della temperatura all'interfaccia tra acciaio e ferodo

Dopo 300 secondi di simulazione, la temperatura raggiunta è di 45 °C, come si può vedere in Figura 5.1.3.

Dal test sperimentale si è ottenuto un valore di temperatura pari a (42.0 ± 0.5) °C.

Considerando che per il ferodo si sono utilizzati coefficienti termici generici e che non si hanno informazioni sullo scambio termico tra pistone e piastra d'acciaio, si può ritenere la simulazione soddisfacente e può essere utilizzata per modellare in modo ragionevole la pastiglia.

Inoltre, se si tiene conto del contributo di resistenza termica dell'apposita colla utilizzata per fissare la termoresistenza e del fatto che questa non si trovi perfettamente all'interfaccia tra i materiali, ma per ragioni tecniche è separata dal materiale d'attrito da circa $100 \mu m$ di acciaio, i risultati della simulazione sono maggiormente significativi.

Tenuto conto di tutto ciò, si è valutato che, a differenza del disco, per la pastiglia non sussiste la necessità di un processo di ricerca della convergenza del modello e, pertanto, si considera conclusa la fase di sperimentazione.

Capitolo 6

6 CONCLUSIONI

L'obiettivo del mio lavoro di tesi è stata la creazione di un modello FEM che riuscisse a ricreare il contatto e lo strisciamento tra disco freno in rotazione e pastiglia di una bicicletta e, successivamente, validarlo tramite test sperimentale tramite un set-up creato appositamente.

La prima parte del lavoro è servita quasi unicamente per prendere confidenza con la struttura e i comandi di COMSOL.

Ciò nonostante, tramite questi semplici esempi, facili da realizzare in virtuale, è stato possibile capire anche le dinamiche del fenomeno in maniera più approfondita.

Inoltre, queste prime simulazioni hanno permesso di capire quali sono i limiti del software, gettando le basi per i successivi accorgimenti che hanno portato a risultati con buona convergenza in tempi molto più brevi.

La fase di modellazione FEM è risultata piuttosto complicata inizialmente in quanto la complessa geometria del disco non permetteva la risoluzione in tempi brevi delle simulazioni e provocava continui errori di convergenza che il software non riusciva a gestire. Nonostante ciò, questi modelli fallimentari sono comunque serviti per comprendere i limiti tecnici e di calcolo di COMSOL, aprendo così di fatto una nuova via di risoluzione tramite l'utilizzo di funzioni create tramite script di MATLAB.

L'introduzione di MATLAB ha semplificato il lavoro di simulazione, permettendo la risoluzione in tempi di gran lunga più brevi e con risultati che risentivano molto meno degli errori di convergenza dei metodi numerici. Grazie alle funzioni create, è stato possibile diminuire il passo temporale delle simulazioni, ottenendo in questo modo una migliore discretizzazione della fisica del contatto con attrito.

Dal punto di vista della modellazione del fenomeno, la più grande difficoltà affrontata è stata la mancanza di informazioni per quanto riguarda il flusso termico convettivo e il materiale d'attrito

della pastiglia. Per quanto riguarda lo scambio termico, inserendo dei valori considerati ragionevolmente plausibili e nei limiti dei campi di validità dei coefficienti, è stato possibile proseguire con le simulazioni e, successivamente se necessario, si è intervenuto su questi modificandoli se necessari per avere un modello il più possibile vicino con la realtà sperimentale. Il materiale d'attrito invece, è soggetto a delle variabilità in base alla composizione del ferodo e, non conoscendola, è stato deciso di utilizzare dei valori generici trovati in rete. In ogni caso, osservando i valori di questi per diversi tipi di composizione, si è notato come non si discostassero drammaticamente da quelli generici se non per composizioni specifiche per applicazioni speciali.

Il set-up di misura è stato interamente progettato e costruito in azienda e, per quanto relativamente semplice, riesce a svolgere in maniera più che adeguata la sua funzione. La costruzione, inoltre, ha richiesto poco dispendio economico in quanto la maggior parte dei materiali e dei sensori erano già in possesso.

I risultati delle prove di misura, comparati con quelli sperimentali, evidenziano come, malgrado le difficoltà sopra spiegate, la simulazione non si discosti esageratamente da quella che è la realtà sperimentale. Si può quindi affermare che il fenomeno è ben modellizzabile tramite l'utilizzo di COMSOL.

La convergenza del modello si è resa necessaria per poter disporre di un modello FEM che ricreasse nel modo più preciso possibile il fenomeno, così da avere un riferimento per i successivi lavori. Inoltre, avendo notato che oltre un certo valore di questo i risultati non subivano sostanziali differenze, si può pensare che questo si sia saturato e che anche per velocità di rotazioni del disco maggiori si mantenga pressoché costante. Se si sperimentasse anche per velocità di rotazione minori e se si eseguisse lo stesso procedimento, sarebbe possibile osservare la variabilità di questo in funzione della velocità angolare.

In conclusione, si può affermare che i modelli FEM riescano a ricreare, nei limiti delle approssimazioni e delle ipotesi fatte, il fenomeno adeguatamente.